

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO DE UN TRITURADOR PULVERIZADOR DE ESTOPA DE COCO PARA LA PRODUCCIÓN DE SUSTRATO GRANULADO”

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

DARWIN BLADIMIR CAJAS ARGUERO
dbCajas@gmail.com

DIRECTOR: ING. JUAN ANTONIO SERRANO
Juan.serrano@epn.edu.ec

Quito, septiembre2011

DECLARACIÓN

Yo, Darwin Bladimir Cajas Arguero, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo los derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su reglamento y por la normativa institucional vigente.

Darwin Bladimir Cajas Arguero

CERTIFICACIÓN

El proyecto de grado titulado **“DISEÑO DE UN TRITURADOR PULVERIZADOR DE ESTOPA DE COCO PARA LA PRODUCCIÓN DE SUSTRATO GRANULADO”** fue realizado en su totalidad por el Sr. DarwinBladimir Cajas Arguero, como requerimiento previo para la obtención del Título de Ingeniero Mecánico.

Ing. Juan Antonio Serrano

DIRECTOR DEL PROYECTO

AGRADECIMIENTO

Agradezco primero a Dios por darme la sabiduría y paciencia para conseguir mis metas y hacer que día a día crezca como una persona íntegra.

A mi familia por ser la razón de alcanzar todos mis ideales.

A mis amigos y compañeros de carrera por brindarme su apoyo para seguir con pasos firmes hacia los objetivos que me he planteado.

A la Escuela Politécnica Nacional especialmente a la Facultad de Ingeniería Mecánica por acogerme en sus aulas y brindarme una educación de excelencia.

A mi Director de tesis por todos los conocimientos impartidos y el estímulo para culminar de la mejor manera este proyecto.

Darwin Bladimir.

DEDICATORIA

Al final de mis estudios universitarios dedicó el presente trabajo a todas las personas que a lo largo de toda mi carrera supieron apoyarme incondicionalmente sin dudar ni un segundo cuando necesité que me brinden su ayuda, pero especialmente a mi madre Rosa Elvira quien con su esfuerzo, dedicación, paciencia y amor supo guiarme y alentarme a conseguir mis objetivos, levantarme cuando existieron reveses y dificultades en el largo camino de mi vida y enseñarme el valor de la constancia para ser una mejor persona cada día.

A mi padre Luis Eduardo, por todos sus consejos y enseñanzas; y por inspirar en mí la idea en la cual se basó este proyecto.

A mis hermanas Wilma, Mayra y Liliana, quienes con su ejemplo supieron cultivar en mí el sentido de la responsabilidad, honestidad y respeto, pero sobre todo la confianza en mí mismo y saber que no existe límite para alcanzar mis sueños.

A mis amigos Bayron, Valeria, Pablo, Andrés, a todos los Internius y el resto de familiares y amigos que me han brindado su amistad sincera e incondicional y siempre han estado pendientes de mí bienestar de la forma más desinteresada.

No puedo finalizar sin recordar a dos personas sumamente importantes en mi vida; mi abuelita Antonia, quien desafortunadamente ya no está conmigo, pero quien me indujo el mejor valor que poseo: la humildad; y a mi sobrinita Antonella que en los últimos meses me enseñó que a pesar de todos los problemas, la vida está llena de cosas maravillosas y que no cuesta nada sonreír.

Darwin Bladimir.

CONTENIDO

DECLARACIÓN	I
CERTIFICACIÓN	II
AGRADECIMIENTO.....	III
DEDICATORIA.....	IV
CONTENIDO.....	V
ÍNDICE	V
RESUMEN	XVIII
PRESENTACIÓN	XIX

ÍNDICE

1.	GENERALIDADES	1
1.1.	ANTECEDENTES	1
1.2.	PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	3
1.3.	OBJETIVOS	4
1.3.1.	OBJETIVO GENERAL.....	4
1.3.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	5
1.4.	ALCANCE DEL PROYECTO	5
1.5.	LA PALMA DE COCO	6
1.5.1.	DESCRIPCIÓN BOTÁNICA	6
1.5.1.1.	El fruto	7
1.5.1.2.	Condiciones ecológicas	7
1.5.2.	VARIETADES CULTIVADAS EN EL ECUADOR.....	8
1.5.3.	ÉPOCAS DE COSECHA Y RENDIMIENTO	9
1.5.3.1.	La cosecha	9
1.5.3.2.	Rendimiento.....	10
1.5.4.	ÁREAS Y VOLUMENES DE PRODUCCIÓN	10
1.6.	ESTOPA DE COCO	11
1.6.1.	CARACTERÍSTICAS	12

1.6.2.	PROPIEDADES	13
1.6.3.	APLICACIONES INDUSTRIALES	14
1.7.	PROCESO DE ELABORACIÓN DEL POLVO DE ESTOPA	15
1.7.1.	INTRODUCCIÓN	15
1.7.2.	LIMPIEZA.....	16
1.7.3.	SECADO	16
1.7.3.1.	Secado natural.....	17
1.7.3.2.	Secado artificial	18
1.7.3.3.	Molienda	19
1.8.	EQUIPOS ACTUALES PARA LA OBTENCIÓN DE POLVO DE C.....	19
1.8.1.	MOLINO-TRITURADOR / PULVERIZADOR KH - 7.100	20
1.8.2.	TRITURADOR PULVERIZADOR DE FIBRA DE COCO SECO	21
1.8.3.	MOLINO A MARTILLO SERIE FSP 50	23
2.	FUNDAMENTO TEÓRICO	25
2.1.	REDUCCIÓN DE TAMAÑO	25
2.1.1.	TÉCNICA DE LA MOLIENDA	25
2.1.2.	CRITERIOS DE REDUCCIÓN MECÁNICA.....	25
2.1.2.1.	Características de la materia prima.....	26
2.1.2.1.1.	Estructura mecánica.....	26
2.1.2.1.2.	Sensibilidad térmica.....	26
2.1.2.1.3.	Presencia de humedad.....	27
2.1.2.1.4.	Tamaño	27
2.1.2.2.	Grado de Desintegración	29
2.1.2.3.	Número de etapas	30
2.1.3.	LEYES DE DESINTEGRACIÓN.....	30
2.1.3.1.	Leyes de Distribución Granulométrica.....	31
2.1.3.2.	Leyes Energéticas	32
2.1.3.2.1.	Ley de Rittinger	32
2.1.3.2.2.	Ley de Kick.....	32
2.1.3.2.3.	Desviaciones de las Leyes de Rittinger y Kick	33
2.1.3.2.4.	Teoría de Bond	34
2.1.4.	EQUIPOS PARA LA REDUCCIÓN DE TAMAÑOS	34

2.1.4.1.	Máquinas cortadoras.....	35
2.1.4.1.1.	Cortadoras rotatorias.....	35
2.1.4.2.	Los Molinos.....	36
2.1.4.2.1.	Molino de martillos.....	37
2.1.4.2.2.	Molino de discos.....	38
2.1.4.2.3.	Molino de cuchillas.....	39
2.1.4.3.	Las Trituradoras.....	40
2.1.4.3.1.	Trituradoras de martillos.....	41
2.1.4.3.2.	Trituradoras de cuchillas.....	42
2.2.	SÍNTESIS DE LOS PROCEDIMIENTOS.....	43
2.2.1.	Desfibrado y molienda.....	43
2.2.2.	Triturado y molienda.....	44
2.2.3.	Conclusiones.....	45
3.	ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.....	46
3.1.	ESPECIFICACIONES.....	46
3.1.1.	INTRODUCCIÓN.....	46
3.1.2.	MATERIA PRIMA.....	46
3.1.3.	CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN.....	46
3.1.4.	ALIMENTACIÓN.....	47
3.1.5.	CONDICIONES DE OPERACIÓN.....	47
3.1.6.	AMBIENTE DE TRABAJO.....	47
3.1.7.	MANTENIMIENTO.....	48
3.1.8.	COSTO DE PRODUCCIÓN.....	48
3.1.9.	VIDA ÚTIL.....	48
3.1.10.	TAMAÑO Y PESO.....	48
3.2.	FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS.....	50
3.2.1.	MAQUINARIA PARA LA TRITURACIÓN.....	50
3.2.1.1.	ALTERNATIVA 1: Cortadora Rotatoria tipo “Picadora de forraje”.....	50
3.2.1.2.	ALTERNATIVA 2: Trituradora de cuchillas múltiples.....	52
3.2.1.3.	ALTERNATIVA 3: Trituradora de martillos fijos.....	54
3.2.2.	MAQUINARIA PARA LA MOLIENDA.....	55
3.2.2.1.	ALTERNATIVA 1: Molino de martillo con paletas móviles.....	56

3.2.2.2.	ALTERNATIVA 2: Molino de disco único	58
3.2.2.3.	ALTERNATIVA 3: Molino de triple navaja.....	59
3.3.	SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	61
3.3.1.	PARÁMETROS DE SELECCIÓN	61
3.3.2.	EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN MEDIANTE EL MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS P.....	61
3.3.3.	CONCLUSIONES	65
3.3.4.	ANÁLISIS DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA	66
4.	DISEÑO DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS	68
4.1.	TRITURACIÓN	68
4.1.1.	PARÁMETROS DE DISEÑO	68
4.1.1.1.	Determinación de la capacidad.....	68
4.1.1.2.	Determinación de la fuerza específica de corte (τ_c).....	69
4.1.1.3.	Determinación de la velocidad de corte (v_c).....	70
4.1.1.4.	Rendimiento mecánico de la máquina (η_m)	70
4.1.1.5.	Determinación de la potencia efectiva de rotor (P_{rotor})	71
4.1.2.	DISEÑO MECÁNICO	71
4.1.2.1.	Diseño del sistema de alimentación.....	72
4.1.2.1.1.	Dimensionamiento de la tolva de carga1	72
4.1.2.1.2.	Dimensionamiento del apisonador	73
4.1.2.2.	Diseño del sistema de corte	74
4.1.2.2.1.	Dimensionamiento de las cuchillas móviles.....	75
4.1.2.2.2.	Dimensionamiento de los discos porta-cuchillas.....	77
4.1.2.2.3.	Dimensionamiento de las cuchillas fijas	82
4.1.2.2.4.	Dimensionamiento de las barras porta-cuchillas	82
4.1.2.3.	Diseño del sistema de transmisión de potencia	87
4.1.2.3.1.	Selección del motor	87
4.1.2.3.2.	Selección de poleas.....	89
4.1.2.3.3.	Selección de bandas	90
4.1.2.3.4.	Diseño del eje de transmisión	92
4.1.2.3.5.	Diseño de la lengüeta.....	112
4.1.2.3.6.	Selección de rodamientos y chumaceras	114

4.1.2.3.7.	Selección de pernos	115
4.1.2.4.	Diseño del sistema de descarga	118
4.1.2.4.1.	Dimensionamiento del tamiz clasificador	119
4.1.2.4.2.	Dimensionamiento de la tolva de descarga	120
4.1.2.5.	Selección de elementos normalizados	121
4.2.	MOLIENDA	122
4.2.1.	PARÁMETROS DE DISEÑO	122
4.2.1.1.	Determinación de la capacidad	122
4.2.1.2.	Determinación de la energía de rasgado (E_r)	122
4.2.1.3.	Determinación de la velocidad de rasgado (v_r)	123
4.2.1.4.	Determinación de la potencia del rotor (P_{rotor})	124
4.2.2.	DISEÑO MECANICO	124
4.2.2.1.	Diseño del sistema de alimentación	125
4.2.2.1.1.	Dimensionamiento de la tolva de carga 2	125
4.2.2.2.	Diseño del sistema de rasgado	125
4.2.2.2.1.	Dimensionamiento de los martillos	126
4.2.2.2.2.	Dimensionamiento de los separadores de martillos	128
4.2.2.2.3.	Dimensionamiento de los ejes porta- martillos	129
4.2.2.2.4.	Dimensionamiento de los discos porta-ejes	131
4.2.2.2.5.	Dimensionamiento de las barras de impacto	133
4.2.2.3.	Diseño del sistema de transmisión de potencia	134
4.2.2.3.1.	Selección del motor	135
4.2.2.3.2.	Selección de poleas	136
4.2.2.3.3.	Selección de bandas	136
4.2.2.3.4.	Diseño del eje de transmisión	138
4.2.2.3.5.	Diseño de la lengüeta	152
4.2.2.3.6.	Selección de rodamientos y chumaceras	153
4.2.2.3.7.	Selección de pernos	154
4.2.2.4.	Diseño del sistema de descarga	155
4.2.2.4.1.	Dimensionamiento del tamiz clasificador	156
4.2.2.4.2.	Dimensionamiento de la tolva de descarga	157
4.2.2.5.	Selección de elementos normalizados	158
4.3.	ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS COMPLEMENT.	159

4.3.1.	GEOMETRÍA DE LA ESTRUCTURA.....	159
4.3.2.	DESCRIPCIÓN DE LAS CARGAS	159
4.3.2.1.	Proceso de trituración	160
4.3.2.2.	Proceso de molienda	160
4.3.3.	ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	162
5.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	163
5.1.	ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO	163
5.1.1.	ANÁLISIS ECONÓMICO.....	163
5.1.1.1.	Estudio del mercado	163
5.1.1.1.1.	Estudio de la oferta y la demanda.....	163
5.1.1.2.	Estudio técnico.....	165
5.1.1.2.1.	Localización del proyecto.....	165
5.1.1.2.2.	Determinación del tamaño.....	165
5.1.1.2.3.	Ingeniería del proyecto	166
5.1.2.	ANÁLISIS DE COSTOS	167
5.1.2.1.	Costos por fabricación	167
5.1.2.1.1.	Costos directos.....	168
5.1.2.1.2.	Costo por carga fabril	176
5.1.2.2.	Costos administrativos.....	176
5.1.2.3.	Costos por diseño.....	176
5.1.2.4.	Costos de venta	177
5.1.2.5.	Costos financieros.....	177
5.2.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	178
	BIBLIOGRAFÍA	180
	ANEXOS.....	182

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig. 1.1 Palmeras de coco (Cocos Nucífera).....	6
Fig. 1.2 (a) Fruto del cocotero, (b) Sección transversal del fruto con estopa.	7
Fig. 1.3 Estopa de coco verde.....	11
Fig. 1.4 Sustrato de coco.....	15
Fig. 1.5 Secado al aire libre de la estopa de coco.....	18
Fig. 1.6 Molino-triturador / Pulverizador KH - 7.100	20
Fig. 1.7 Triturador pulverizador de fibra de coco seco.	22
Fig. 1.8 (a) Molino a Martillo Serie FSP 50, (b) Molino tipo Wiley	23
Fig. 2.1 Esquema de la sección transversal de una picadora de forraje	35
Fig. 2.2 (a) Cámara de molienda de un Molino de martillos, (b) Vista exterior ...	38
Fig. 2.3 Molino de disco único	39
Fig. 2.4 Cámara de molienda de un molino de cuchillas	40
Fig. 2.5 Trituradora de martillos fijos	42
Fig. 2.6 Trituradora de vidrio de doble disco con 6 cuchillas	42
Fig. 2.7 Esquema del sistema de desfibrado y molienda	43
Fig. 2.8 Esquema del sistema de trituración y molienda	44
Fig. 3.1 (a) Esquema de las partes constitutivas de una “Picadora de Forraje”. 50	
Fig. 3.2 (a) Esquema de las partes constitutivas de una “Trituradora de c”	52
Fig. 3.3 (a) Esquema de las partes constitutivas de un “Molino de Martillos F”..	54
Fig. 3.4 (a) Esquema de las partes constitutivas de un “Molino de martillos m”. 56	
Fig. 3.5 (a) Esquema de las partes constitutivas de un “Molino de disco único” 58	
Fig. 3.6 (a) Esquema de las partes constitutivas de un “Molino de triple navaja” 59	
Fig. 3.7 (a) Esquema de la alternativa seleccionada, (b) Vista frontal.....	67
Fig. 4.1 Esquema del sistema de alimentación	72
Fig. 4.2 (a) Esquema de la tolva de alimentación, (b) Vista frontal, (c) Vista l....	73
Fig. 4.3 (a) Esquema del apisonador, (b) Vista frontal, (c) Vista frontal lateral. .	73
Fig. 4.4 Esquema del sistema de corte	74
Fig. 4.5 (a) Esquema de las cuchillas móviles, (b) Vista frontal, (c) Vista frontal	75
Fig. 4.6 (a) Esquema de los discos porta-cuchillas, (b) Vista frontal.	77
Fig. 4.7 Esfuerzos en discos giratorios.....	78
Fig. 4.8 (a) Esquema de las cuchillas fijas, (b) Vista frontal.	82

Fig. 4.9 (a) Esquema de las barras porta-cuchillas, (b) Vista frontal	82
Fig. 4.10 Soldadura de filete (Barra porta-cuchillas y cámara de trituración)	83
Fig. 4.11 Esquema del sistema de transmisión de potencia	87
Fig. 4.12 Esquema del eje de transmisión.....	92
Fig. 4.13 Esquema de las tensiones en la polea del rotor.....	93
Fig. 4.14 Distribución de cargas en el eje de transmisión (Plano X-Y).....	99
Fig. 4.15 Diagrama del momento flector en el plano X-Y	101
Fig. 4.16 Distribución de cargas en el eje de transmisión (Plano X-Z)	101
Fig. 4.17 Diagrama del momento flector en el plano X-Z	103
Fig. 4.18 Diagrama de las cargas resultantes sobre el eje.....	108
Fig. 4.19 Soldadura de filete (eje y disco porta-cuchillas)	110
Fig. 4.20 Esquema del sistema de descarga.....	118
Fig. 4.21 Esquema del tamiz de la trituradora	119
Fig. 4.22 (a) Esquema de la tolva de alimentación 2, (b) Vista frontal.	125
Fig. 4.23 Esquema del sistema de rasgado	126
Fig. 4.24 (a) Esquema de los martillos, (b) Vista frontal.....	127
Fig. 4.25 (a) Esquema de los discos porta-ejes, (b) Vista frontal	132
Fig. 4.26 (a) Esquema de las barras de impacto, (b) Vista frontal.....	134
Fig. 4.27 Esquema del sistema de transmisión de potencia 2.....	134
Fig. 4.28 Esquema del eje de transmisión 2.....	138
Fig. 4.29 Distribución de cargas en el eje de transmisión 2 (Plano X-Y).....	141
Fig. 4.30 Diagrama del momento flector en el plano X-Y	144
Fig. 4.31 Distribución de cargas en el eje de transmisión 2 (Plano X-Z)	144
Fig. 4.32 Diagrama del momento flector en el plano X-Z	146
Fig. 4.33 Diagrama de las cargas resultantes sobre el eje 2.....	148
Fig. 4.34 Soldadura de filete (eje y disco porta-martillos).....	150
Fig. 4.35 Esquema del sistema de descarga 2.....	156
Fig. 4.36 Esquema del tamiz del molino.....	157
Fig. 4.37 (a) Esquema de la tolva de descarga, (b) Vista frontal, (c) Vista a....	157
Fig. 4.38 Esquema de la estructura soporte.....	159
Fig. 4.39 Esquema de la cámara de trituración	160
Fig. 4.40 Esquema de la cámara de molienda	161

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Superficie cosechada, volumen de producción de cocos y rendimiento de la producción en el Ecuador durante la última década.	11
Tabla 1.2 Composición química promedio de la fibra de coco.	13
Tabla 1.3 Propiedades mecánicas de la fibra de coco.	14
Tabla 1.4 Especificaciones técnicas del Triturador / Pulverizador KH - 7.100	20
Tabla 1.5 Especificaciones del Triturador pulverizador de fibra de coco seco. ...	22
Tabla 2.1 Clasificación de los molinos por su funcionamiento.	36
Tabla 2.2 Clasificación de las trituradoras por su principio de funcionamiento. ..	41
Tabla 3.1 Especificaciones técnicas del pulverizador de estopa de coco.	49
Tabla 3.2 Evaluación del peso específico de cada criterio de valoración.....	62
Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio “Homogeneidad del Producto de salida”	62
Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio “Capacidad de Produc”	63
Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio “Costos de construcción” .	64
Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio “Facilidad de mantto”	64
Tabla 3.7 Evaluación del peso específico del criterio “Vida útil”	64
Tabla 3.8 Tablas de conclusiones	65
Tabla 4.1 Fuerza específica de corte promedio de la estopa de coco	69
Tabla 4.2 Factores de forma para cuchillas.....	76
Tabla 4.3 Factores de carga.....	81
Tabla 4.4 Factores de servicio sugeridos para bandas trapeciales.....	91
Tabla 4.5 Factores de corrección de la tensión centrífuga de bandas trapec.	94
Tabla 4.6 Factor de correa o cadena	95
Tabla 4.7 Cargas puntuales y distribuidas en el eje en el Plano X-Y	99
Tabla 4.8 Cargas puntuales y distribuidas en el eje en el Plano X-Z	102
Tabla 4.9 Parámetros de una lengüeta para un eje de 30 mm.....	113
Tabla 4.10 Elementos normalizados para el proceso de trituración	121
Tabla 4.11 Cargas puntuales y distribuidas en el eje en el Plano X-Y	142
Tabla 4.12 Cargas puntuales y distribuidas en el eje en el Plano X-Z	145
Tabla 4.13 Elementos normalizados para el proceso de molienda	158
Tabla 4.14 Resumen de cargas sobre la estructura:.....	161

Tabla 5.1	Demanda insatisfecha	165
Tabla 5.2	Personal empleado para el proceso de molturación de estopas	167
Tabla 5.3	Costo de materia prima	168
Tabla 5.4	Costo de materiales directos	173
Tabla 5.5	Costo de mano de obra directa	174
Tabla 5.6	Costo de máquinas herramientas.....	174
Tabla 5.7	Costo de mano de obra y máquinas herramientas	174
Tabla 5.8	Resumen de costos directos	175
Tabla 5.9	Costos por carga fabril	176
Tabla 5.10	Resumen de costos de fabricación.....	176
Tabla 5.11	Resumen del costo total del proyecto.....	177

SIMBOLOGÍA

h :	Altura efectiva del cordón de soldadura (mm)
a_c :	Ancho de corte (mm)
θ :	Ángulo (rad); θ_2 : de contacto de la banda con la polea del rotor, θ_{b2} : de envolvente de la banda con la polea del rotor
A :	Área (mm ²); A_{bt} : de esfuerzo a tensión del perno, A_f : total de la garganta de soldadura
ΔS :	Aumento de la superficie (mm ²)
C_c :	Capacidad de carga del rodamiento (kN)
P :	Carga dinámica equivalente del rodamiento (kN)
q :	Carga distribuida (N/m); q_1 : de la polea, q_2 : del rotor
C_T :	Carga elástica del eje (N/m)
P_b :	Carga externa de tensión sobre el perno (kN)
A y B :	Carga resultante sobre los rodamientos A y B (N)
f_{rb} :	Coeficiente de rozamiento para bandas trapeziales
c :	Constante elástica de la junta empernada
k :	Constantes de elástica (N/mm); b del perno, m : de los elementos sostenidos
δ :	Deflexión (mm)
ρ :	Densidad (kg/m ³)
d :	Diámetro (mm); d_1 : de la polea del rotor, d_2 : de la polea del rotor, d_{e-m} : entre los ejes de los martillos
D :	Diámetro (mm); d_f : final, d_i : inicial, d_m : medio
b :	Distancia de aplicación de carga sobre el cordón de soldadura (mm)
η_{motor} :	Eficiencia de un motor eléctrico (%)
E_r :	Energía de rasgado (Nm)
z :	Energía superficial específica (N/m ²)
τ :	Esfuerzo cortante (MPa); τ_v : por una carga puntual, τ_t : por un momento torsor, τ : total.
τ_c :	Fuerza específica de corte en (MPa)
σ :	Esfuerzo (MPa); σ_a : amplitud, σ_m : medio, σ_R : total en el rotor, σ_t : tangencial

- b :** Espesor de la lengüeta (mm)
- e :** Espesor del material a ser soldado (mm)
- k :** Factor; a : de superficie, b : de tamaño, c : de carga / de corrección de la tensión centrífuga, d : de temperatura, e : de confiabilidad, f : de concentradores de esfuerzos, v : de efectos diversos, t : geométrico de concentradores de esfuerzos, s : de servicio.
- f :** Factor; θ - L : de corrección por arco y longitud, b : de correa, L : de esfuerzos dinámicos, f : de forma, n : de velocidad de giro, z : para trituradoras y molinos
- y, F_a :** Factor y fuerza axial
- x, F_r :** Factor y fuerza radial
- n_s :** Factor de seguridad
- F :** Fuerza (N); c : de corte, c_c : de corte en la sección crítica de la lengüeta, c_m : máxima en la cuchilla móvil, c_1 : centrífuga en el sistema, R : resultante producida por el rotor, τ : tangencial en el cordón de soldadura
- F_p :** Fuerza resultante producida por la polea (N); y : en el eje Y, z : en el eje Z
- F_R :** Fuerza radial (N); E : aplicada sobre el eje porta-martillos, p : que actúa sobre la polea, R : total aplicada sobre el sistema
- F_T :** Fuerza tangencial (N); p : en la polea, R : en el sistema, c : de las cuchillas en el sistema
- RR :** Grado de desintegración
- W_i :** Índice energético del material (kW/T.M.)
- l :** Longitud del perno sometido (mm)
- L :** Longitud (mm); del eje, del cordón de soldadura, de la lengüeta.
- L :** Longitud (mm); b : de la banda, p_{probeta} : de la probeta.
- x_n :** Longitud de evaluación (mm)
- m :** Masa (kg); b_{uje} : del buje separador, c_m : de cada cuchilla móvil, d_{cm} : de cada disco porta-cuchillas, d_{e-m} : de cada disco porta-cuchillas, e : de una estopa de coco / del eje, m_{martillo} : del martillo, p : de la polea / de producción por hora, p_{perno} : del perno, r : del rotor, τ : en el punto crítico
- E :** Módulo de elasticidad (GPa)
- I :** Momento de inercia del eje (mm⁴)

- J** : Momento polar de inercia del grupo de soldadura (mm^4)
- M** : Momento resultante en la sección crítica / Momento torsor en las cuchillas (Nm)
- T** : Momento torsor en la polea (Nm)
- N** : Número; b : de bandas, c_m : de cuchillas móviles, e : de estopas por minuto
- W** : Peso (N); $_1$: de la polea, $_2$: del rotor, $_{\text{sistema}}$: del sistema
- P** : Potencia (W); $_{\text{adicional}}$: adicional, $_b$: transmitida por banda, $_{\text{corregida}}$: corregida por banda, $_{\text{diseño}}$: de diseño del sistema, $_{\text{motor}}$: del motor, $_{nr}$: nominal necesaria, $_{\text{rotor}}$: efectiva del rotor, $_{\text{rotor}}$: efectiva real del rotor.
- F_i** : Precarga inicial del perno (kN)
- p_c** : Profundidad de corte (mm)
- r** : Radio del filete (mm)
- r** : Radio (mm); $_c$: en la sección crítica, $_g$: de giro
- μ** : Razón de Poisson
- i** : Relación de velocidad
- η** : Rendimiento (%); $_1$: de transmisión por cadenas o bandas, $_2$: de transmisión por rodamientos, $_m$: mecánico de la máquina, $_{oc}$: de operación continua,
- S** : Resistencia (MPa); $_e$: a la fatiga, $_{e'}$: a la fatiga de la probeta, $_p$: de prueba, $_{ssy}$: al corte, $_{sut}$: a la ruptura, $_y$: a la fluencia
- q** : Sensibilidad a las ranuras; $_f$: por flexión, $_t$: por torsión
- c** : Separación del centroide (mm)
- F** : Tensión (N); $_1$: de la banda en el lado tenso, $_2$: de la banda en el lado flojo, $_c$: centrífuga de la polea
- t_c** : Tiempo de corte en (s)
- W** : Trabajo (J)
- ω** : Velocidad angular (rad/s)
- v** : Velocidad (m/s); $_b$: de la banda, $_{ce}$: de corte experimental, $_c$ útil: de corte útil, $_{e-m}$: de traslación de los ejes porta-martillos, $_r$: de rasgado / del rotor, $_t$: tangencial,
- n** : Velocidad de giro(rpm); $_1$: del motor, $_2$: del rotor, $_{res}$: de resonancia
- V** : Volumen (m^3); $_{\text{probeta}}$: de la probeta

RESUMEN

El presente documento desarrolla el diseño de un triturador pulverizador de estopa de coco para la producción de sustrato granulado, con la finalidad de aprovechar las estopas de coco verde así como sus respectivos fragmentos considerados como desechosinservibles en nuestra sociedad.

El capítulo I, comprende la recopilación de la información básica sobre la producción del cocotero en el Ecuador, las generalidades de la estopa de coco, los métodos para la elaboración del polvo de estopa y el estudio de los equipos actuales que cumplen esta función.

El capítulo II, plantea un compendio de la teoría acerca de la reducción general de tamaños y la síntesis de los procedimientos para la trituración y molturación de la estopa de coco.

El capítulo III, detalla las especificaciones técnicas requeridas, así como la formulación y selección de las alternativas de solución de cada proceso.

El capítulo IV, desarrolla el diseño de los elementos de mayor importancia en cada uno de los sistemas, así como los procedimientos de selección de los componentes y accesorios pertinentes, incluyendo una recopilación de los planos respectivos.

El capítulo V, describe el análisis económico financiero del proyecto, así como las conclusiones y recomendaciones obtenidas a lo largo de la realización del documento.

Por último se presenta las referencias bibliográficas y los anexos empleados en el desarrollo del proyecto.

PRESENTACIÓN

La alta inversión de recursos en nuestro país para la recolección y tratamiento de los desechos del cocotero, especialmente la cáscara fibrosa que cubre al fruto y el crecimiento de nuevos métodos de sembrío como el cultivo hidropónico, son elementos de juicio válidos para iniciar la industrialización de la estopa de coco con el afán que cubra ciertas necesidades dentro del sector agrícola.

Los compuestos generados por el procesamiento de la estopa del cocotero son conocidos como sustratos de coco; estos materiales son considerados como los mejores elementos de relleno para las diferentes fases del cultivo de algunos tipos de flores y otros vegetales. En nuestro país los sustratos granulado y fragmentado de cocotienen una gran demanda por parte del sector florícola, por lo cual necesitan ser importados y de esta forma adquieren un alto valor de adquisición.

Dentro del conglomerado de maquinarias para el procesamiento de materiales agrícolas no existe un equipo que cumpla a cabalidad los requerimientos necesarios para la generación de fragmentos y polvo de estopa de coco conjuntamente.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores se hace necesario el desarrollo de un sistema mecánico que genere fragmentos prismáticos de estopa de coco y los molture posteriormente; con lo cual se podrá obtener los sustratos de coco más demandados en nuestro mercado y de esta forma se fomentará el reciclaje de estos materiales, colaborando con el cuidado del planeta y generando nuevas fuentes de trabajo.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1. ANTECEDENTES

- El cultivo hidropónico con sustrato inerte se ha incrementado en nuestro país durante los últimos años, especialmente en el sector florícola por lo tanto empresas como Hilsea Investments Limited, Panorama Roses, Gerflores y Esmerak Breeding han puesto en práctica esta técnica de cultivo obteniendo muy buenos resultados; debido a ello existe una gran demanda de los materiales necesarios para esta actividad agrícola; uno de los más indispensables son los rellenos de cultivo, más conocidos como sustratos, éstos son componentes de naturaleza vegetal o rocosa, los cuales son colocados dentro de recipientes tales como: masetas, bolsas plásticas o envases especiales; y su función principal consiste en actuar como medio físico para el enraizamiento y soporte de la planta cultivada.
- La eficiencia del desarrollo de las plantas depende de las propiedades y características del relleno utilizado; después de muchos años de investigación en Holanda se llegó a la conclusión que los sustratos de coco son los compuestos que presentan los mejores beneficios para el cultivo de flores y algunas hortalizas; ya que son altamente ecológicos, biodegradables, de fácil manejo y transporte, sin semillas parasitarias, ni contaminantes fitopatógenos, con una alta porosidad de aireación, absorción y retención de la humedad, y descomposición sumamente lenta.
- El cultivo promedio anual en la última década del cocotero en el Ecuador corresponde a las 4.602 ha, con una producción de 34.146 T.M. de su fruta. La mayor extensión de sembríos se ubica en la Región Costa en la Provincia de Esmeraldas; el producto de esta palma es el coco, el mismo que tiene innumerables aplicaciones, de éste se desprende una cáscara compuesta de

elementos fibrosos que es más conocida como “estopa”; la cual constituye la materia prima para la elaboración de los sustratos de coco.

- Las estopas completas de coco son procesadas para la obtención de fibras, de las cuales aproximadamente el 40% son consideradas como útiles para una amplia variedad de usos en el mercado, pero los fragmentos de estopa de coco verde que habitualmente se generan por el consumo de la fruta son considerados como basura creando problemas de espacio y estética en las ciudades.
- Los sustratos de coco se clasifican por su contenido de polvo, fibra y fragmentos de estopa; de éstos se derivan tres tipos principales, los cuales son: sustrato granulado, fibroso y fragmentado. El sustrato granulado tiene como elemento principal el polvo de fibra de coco; el mismo que se obtiene de la molienda de las fibras de la estopa, derivándose en partículas muy finas con granulometrías del orden de 0,5 y 2 mm; el sustrato fibroso está compuesto únicamente de fibras con longitudes superiores a los 3 mm; de la combinación de estos dos compuestos se deriva el sustrato mixto el cual contiene las mismas proporciones de cada uno de ellos; por último se tiene el sustrato fragmentado o de chips, el cual se compone de fragmentos menores de estopa (prismas de estopa 25x25x15 mm aproximadamente).
- De estos magníficos compuestos, el polvo de coco cuenta con las características de retención de agua y soluciones nutritivas en todo su volumen, lo que posibilita un menor gasto en abono y uso de máquinas de riego dentro del cultivo hidropónico; la fibra de coco proporciona un buen nivel de aireación, evitando cualquier posibilidad de encharcamiento de líquidos, los fragmentos de estopa por su parte cuenta con retención de líquidos media y alta aireación en todo su volumen. Por lo tanto el polvo de coco puede ser utilizado solo o combinado con fibras de coco u otros sustratos que añadan al producto final la aireación necesaria, mientras que los fragmentos menores de estopa de coco pueden actuar individualmente y su uso es preferente para la última fase de los cultivos.

- En el Ecuador los sustratos de coco que están siendo empleados son las mezclas estándar de dominación comercial Cocopeat; su gran mayoría son sustratos granulados y fragmentados. Actualmente estos productos son importados debido a que en nuestro país ninguna empresa los elabora, ya que la investigación y el desarrollo de nuevos procesos productivos son limitados, y de esta forma se desaprovecha los beneficios de todas las partes de ésta y otras plantas.
- El Artículo (16) de la Ley de Desarrollo Agrario del Ecuador¹, determina la prohibición de importaciones y comercialización de insumos, semillas, equipos y tecnologías que sean calificados como nocivos para la preservación ecológica; así como la reducción del manejo de fertilizantes químicos en todas las plantaciones del país; éste es otro factor sumamente relevante para el desarrollo del cultivo hidropónico y por lo tanto del uso de los distintos sustratos.

1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El alto costo para la importación de nuevas tecnologías a los países latinoamericanos, el desaprovechamiento de la estopa de coco fragmentada en nuestro país y la alta demanda de sustratos de coco granulado y fragmentado en nuestro mercado para el cultivo hidropónico son los principales factores que intervienen en la decisión de diseñar un sistema mecánico que permita una fragmentación menor de la estopa de coco para su posterior pulverización.

Las estopas completas de coco llegan a tener un volumen aproximado de $4,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3$, y están compuestas de elementos fibrosos de carácter abrasivo, con un diámetro promedio de 0,74 mm, y una longitud mayor a los 10 mm; gozan de propiedades tales como alta elasticidad y resistencia al impacto.

¹Ley de Desarrollo Agrario; Registro Oficial 55 del 30 de abril de 1997.

Por lo tanto es necesario diseñar un sistema mecánico que pueda efectuar en una primera etapa la operación de trituración fina de la estopa (diámetro medio de los elementos de salida entre 5 y 30 mm), para posteriormente realizar la operación de molienda grosera de los fragmentos menores de estopa (diámetro medio comprendido entre 0,1 y 5 mm). Teniendo en cuenta lo anterior se plantea el **“DISEÑO DE UN TRITURADOR PULVERIZADOR DE ESTOPA DE COCO PARA LA PRODUCCIÓN DE SUSTRATO GRANULADO”**, en síntesis se requiere un sistema mecánico eficiente, con una baja inversión económica, que sea diseñado con elementos y componentes que pueden ser adquiridos en el medio local.

En la actualidad el Ecuador se presenta al desafío de la globalización, ante esta realidad el país se ve obligado a desarrollar tecnologías que permitan industrializar sus actividades. La ejecución de este proyecto tiene gran importancia en este sentido ya que sustentará el diseño en teorías y cálculos lo cual permitirá mejoras posteriores o proyectos similares que se realicen en el país; así como el fomento en el interés por el aprovechamiento de cada una de las partes de esta fruta tropical.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. OBJETIVO GENERAL

Diseñar un triturador pulverizador de estopa de coco para la producción de sustrato granulado.

1.3.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Estudiar y analizar las propiedades de los sustratos de coco dentro del cultivo hidropónico, así como las propiedades físicas, químicas y mecánicas de la estopa de coco para generar las especificaciones técnicas necesarias.
- Seleccionar los sistemas mecánicos adecuados que cumplan con las especificaciones técnicas generadas.
- Diseñar los elementos y mecanismos que permitan realizar las operaciones de trituración y pulverización de la estopa de coco.
- Efectuar el análisis estructural de los elementos y mecanismos más relevantes dentro del diseño utilizando programas informáticos.
- Realizar un estudio económico que permita establecer la viabilidad de la posterior construcción de los elementos, mecanismos y sistemas diseñados.

1.4. ALCANCE DEL PROYECTO

- Se recopilará toda la información necesaria acerca de la estopa y los sustratos de coco para generar las especificaciones técnicas más convenientes.
- Se estudiarán y analizarán las técnicas y maquinarias actuales que cumplan con las operaciones de trituración y pulverización de estopa de coco, para seleccionar la alternativa más conveniente de diseño.
- Se diseñarán los elementos y mecanismos que correspondan para los sistemas de trituración y pulverización.
- Se estimulará el interés por el estudio y aprovechamiento de todas las partes de esta fruta.

1.5. LA PALMA DE COCO



Fig. 1.1 Palmeras de coco (Cocos Nucífera)

La palma de cocos *Nucífera* L., conocida comúnmente como coco, palma de coco o cocotero, la cual se puede visualizar en la (figura 1.1), es uno de los árboles más cultivados en el planeta, su importancia económica es tan significativa que el desarrollo de varias culturas en los trópicos ha estado ligado al cultivo de esta palma.

El cocotero (*Cocos Nucífera* L.) se clasifica botánicamente como:

- Clase: Monocotyledoneae.
- Orden: Palmales
- Familia: Palmae
- Subfamilia: Cocowsideae
- Género: Cocos
- Especie: Nucífera

Su uso es diverso por lo que se han enumerado más de trescientas aplicaciones de este frutal, por ello el cocotero ha recibido numerosos nombres entre los que se destacan “árbol de la vida”, “árbol del cielo”, “árbol de los cien usos”, “árbol de la abundancia”, etc.

1.5.1. DESCRIPCIÓN BOTÁNICA

El cocotero se describe como una palmera monoica de tronco único, con frecuencia inclinado, de 10 a 20 m de altura y de 0,5 m de grosor en la base y estrechándose hacia la parte superior. En el ápice presenta un grupo de hojas que protegen el único punto de crecimiento o yema terminal que posee la planta.²

²http://www.infoagro.com/frutas/frutas_tropicales/coco.htm

1.5.1.1. El fruto

El fruto de la palma de coco, como se puede observar en la (figura 1.2) es una drupa monosperma, formado por un exocarpio o envoltura externa, un mesocarpio fibroso y espeso (también conocido como estopa) del cual se extrae fibra; mas al interior se encuentra el endocarpio leñoso que es una capa fina y dura de color marrón llamada “hueso o concha”, que tiene tres costillas longitudinales, cubierto por ellas se encuentra el albumen sólido o copra que forma una cavidad grande de color blanco o crema de 10 a 20 mm de espesor donde se aloja el albumen líquido, también conocido como agua de coco. El embrión se encuentra próximo a dos orificios del endocarpio, envuelto por el albumen sólido. El peso promedio de esta fruta va de 1 a 1,5 kg.



Fig. 1.2(a) Fruto del cocotero, **(b)** Sección transversal del fruto con estopa.

1.5.1.2. Condiciones ecológicas

El cocotero requiere un clima cálido, con pequeñas variaciones térmicas, durante el día como por la noche, la temperatura adecuada debe estar en torno a los 27°C con variaciones de 5 a 7 °C; con una humedad relativa entre 80 y 90% y un régimen de precipitación mensual en el orden de 130 mm de agua.³

La palma necesita de 1.200 mm a 2.500 mm de lluvia anual, pudiendo en ocasiones soportar más humedad siempre y cuando el suelo tenga un buen drenaje.

³ FREMOND Y., ZILLER R. y LAMOTHE M., (1969); “*El Cocotero*”, Colección de Agricultura Tropical, Editorial Blume, España, p.34-42

Otro requerimiento indispensable para el adecuado desarrollo de la palma es abundante luz solar; por esta razón, ésta no florece bien en las zonas de cielo nublado, mientras la que se desarrolla a la orilla del mar, crece magníficamente por el ambiente despejado y porque el sol brilla la mayor parte del día. Lo ideal es una luminosidad de 2.000 horas al año.

La altura sobre el nivel del mar tiene marcada influencia para los efectos del cultivo del cocotero. Para la formación de palmares con fines comerciales y cuando se los hace en gran escala, es preferible plantarlos en altitudes que no vayan más allá de los 250 m sobre el nivel del mar.

A mas de ello la palmera prospera en diferentes tipos de suelo, en especial en aquellos que ofrecen un fácil drenaje y buena aireación; los suelos de aluvión son ideales para el cultivo del cocotero ya que se encuentran ubicados en las márgenes de los ríos y poseen gran cantidad de arena, limo y arcilla, teniendo por lo tanto gran facilidad para la filtración de las aguas.

1.5.2. VARIEDADES CULTIVADAS EN EL ECUADOR

Tomando en cuenta la antigüedad y vasta distribución de la planta en casi todos los países tropicales del mundo, se estima que el número de variedades identificadas, es pequeño observándose que muchas de ellas son generalmente reconocidas sólo en la localidad en donde prosperan.

En el año de 1952, en la Estación Experimental de Kasaragod, en la India, se llevó a cabo el análisis de los frutos de cocotero provenientes de más de 20 países, reconociéndose sesenta variedades al final de la jornada. Según los estudios realizados, posteriormente se concluyó que todas las variedades y formas se reducen a dos principales grupos que son: Altas de fecundación cruzada (alogamas) y bajas autofecundas (autogamas).⁴

⁴WOODROOF J., (1979); "*Cococnuts: Production, processing and products*", AVI Publishing, Westport, 2da Edition, P.8

En el Ecuador disponemos de los dos grupos de variedades, las altas son conocidas como “criollas” y las bajas como “manila”. Las altas son menos precoces que las bajas; una diferencia sobresaliente entre estas dos variedades es que las palmas altas, tienen un periodo mucho más largo de vida, llegando a los 70 y 80 años y en determinados casos a 100; mientras que la especie manila vive aproximadamente 50 años.

La producción de las criollas, comienza entre los 5 y 7 años después de ser trasplantadas; de acuerdo con las condiciones y los cuidados que se prodiguen a la plantación. El número de frutos por racimo es menor en las variedades altas que en las variedades bajas; alcanzando de 4 a 30 cocos por racimo, con una producción anual de 80 a 100 frutos por palmera.

En las manilas, el promedio de vida es más corto, el comienzo de su producción es más temprano, 3 años, con un mayor número de frutos por racimo, llegando a ser de 6 a 40 y de 150 a 200 cocos por año. Estas variedades tienen la ventaja que en el inicio de su producción, la cosecha se puede realizar desde el suelo, lo que no sucede con las palmas de variedades altas.⁵

1.5.3. ÉPOCAS DE COSECHA Y RENDIMIENTO

1.5.3.1. La cosecha

El cocotero produce frutos todo el año, con ligeras variaciones debido a las condiciones estacionales. El tiempo comprendido entre la fecundación de las flores y la maduración de las nueces, varía de 11 a 13 meses. Cuando la nuez llega al estado de madurez completa, cae por su propio peso, sin embargo, en la práctica se acostumbra, cosechar los racimos cercanos a la madurez, para tener el mayor número de frutos.

⁵CENTRO DE COMUNICACIÓN TÉCNICA Y AGROPECUARIA; *“El cocotero y su cultivo”*, Ministerio de Agricultura y Ganadería, Ecuador.

La cosecha de coco varía según el tipo de producción; se comercializa como fruta fresca o se destina a la industria con fines de envasar agua, la cosecha se efectúa cuando el coco tiene entre 5 y 7 meses. En esta época el contenido de azúcar y agua es máximo y el sabor es más intenso.

La copra de los cocos cosechados antes de que la cáscara se haya puesto de color pardo (coco verde), tendrá una mejor calidad, si antes de extraer su carne, éstos se colocan en lugares adecuados de almacenamiento durante un mes aproximadamente. Algunos estudios han indicado que la práctica de dejar que los cocos se desprendan y caigan por sí mismo no reduce la cantidad de copra de buena calidad que se extrae del fruto.

1.5.3.2. Rendimiento

El rendimiento del fruto del cocotero corresponde al peso total de los frutos obtenidos en una determinada área de cultivo. El rendimiento de producción en el último año de registro en el Ecuador (2009) fue de 8.957 kg/ha de cultivo.

1.5.4. ÁREAS Y VOLÚMENES DE PRODUCCIÓN

La mayoría de las tierras cultivadas de cocotero en el Ecuador, se encuentran ubicadas en la planicie costera del país, especialmente en la Provincia de Esmeraldas y Manabí que comprenden el 96 % de la superficie total cultivada; las áreas restantes de cultivo se localizan en las provincias de Loja y Orellana.

De acuerdo a datos estadísticos de La Dirección de Información Geográfica y Agropecuaria del Ministerio de Agricultura y Ganadería, en el Ecuador, se ubican alrededor de 6.096 ha de plantaciones de palma de coco, con una producción de 54.600 T.M. de cocos durante el último año de registro (2009)⁶, y la tendencia

⁶DIRECCIÓN DE INFORMACIÓN GEOGRÁFICA Y AGROPECUARI, (2010); *“Estimación promedio de la superficie, cosechada, producción y rendimiento agrícola del Ecuador durante la última década”*; Ministerio de Agricultura y Ganadería, Ecuador.

indica que se incrementará a futuro. (Las superficies de cultivo según regiones durante el año 2010 se puede visualizar en la TABLA A-1.1 del **Anexo 1**).

Tabla 1.1 Superficie cosechada, volumen de producción de cocos y rendimiento de la producción en el Ecuador durante la última década.

TEMPORADA	SUPERFICIE COSECHADA	PRODUCCIÓN	RENDIMIENTO
(Año)	(ha)	(T.M.)	(kg/ha)
2000	3.897	22.038	5.655
2001	5.141	15.710	3.056
2002	2.277	16.670	7.321
2003	2.404	20.793	8.649
2004	3.543	23.029	6.500
2005	3.417	23.524	6.884
2006	6.175	50.991	8.258
2007	6.518	57.196	8.775
2008	6.551	56.912	8.688
2009	6.096	54.600	8.957
PROMEDIO	4.602	34.146	7.274

1.6. ESTOPA DE COCO



Fig. 1.3 Estopa de coco verde.

La cáscara del coco, como se puede visualizar en la (figura 1.3) está constituida por tres capas, el endocarpio o envoltura dura que encierra la pulpa de la fruta, el mesocarpio o capa fibrosa la cual es la más importante, por todas las aplicaciones que se pueden generar de la misma y el exocarpio o forraje externo sumamente delgado.

Una mejor panorámica de las partes del coco se detallan en la Fig. A-1.1 del **Anexo 1**.

En los procesos de extracción del albumen sólido o copra del coco en estado fresco (coco verde) generalmente su cáscara se mantiene con las tres capas antes mencionadas después de la extracción respectiva, lo cual no ocurre cuando se procesan cocos maduros (coco seco) ya que el endocarpio se vuelve más rígido encerrando fuertemente a la copra y es necesario retirarlo de la estopa para posteriormente desintegrarlo y así poder extraer el albumen sólido,

El valor de la estopa radica en su contenido de fibra (Fibra de coco) de la cual se pueden distinguir tres tipos principales: una larga y fina, una tosca y una más corta.

1.6.1. CARACTERÍSTICAS

La fibra de coco pertenece a la familia de las fibras duras como el henequén, pita, agave y abacá. Se trata de una fibra compuesta por celulosa y lignocelulosa con un alto porcentaje de ceniza. Tiene varias características físicas valiosas entre éstas se encuentran, su longitud, fineza, resistencia mecánica, rigidez, y resistencia a la humedad, no es tóxica, es muy económica y permite modificaciones químicas en su estructura.

Al igual que otras fibras naturales, son pálidas cuando no están maduras, pero más adelante se endurecen y amarillean por la capa de lignina que se deposita en sus paredes, son relativamente resistentes al daño por el agua salada. “Se componen de hilos de distintas longitudes que varían desde los 150 a 350 mm con diámetros comprendidos entre 0,1 a 1,5mm”⁷

De acuerdo a los estudios realizados por el Banco Nacional de Fomento en el año de 1979, para el “Fomento del cocotero en Esmeraldas”, se llegó a la conclusión

⁷KIRBY R., (1963); “*Vegetables fibres*”, Ed. CECSA, Londres, p.120

que el peso neto de la fibra de coco seco del tipo criollo, corresponde al 100 g aproximadamente. (Ver TABLA A-1.2 del **Anexo 1**).

Tabla 1.2 Composición química promedio de la fibra de coco.⁸

Composición		(%)
Lignina		42,3
Celulosa		32,3
Pentanosas		14,7
Grasa saponificables		5,1
Grasa insaponificables		0,7
Cenizas	MnO	0,195
	K ₂ O	0,059
	Na ₂ O	0,003
	SiO ₂	0,701
Proteínas		1,2

1.6.2. PROPIEDADES

Las fibras de coco son más resistentes mecánicamente pero menos flexibles que otras fibras, pero cuando son sometidas a un secado extremo sus propiedades cambian y de este modo se vuelven mucho más frágiles especialmente cuando están totalmente compactas. A continuación se detalla las principales propiedades mecánicas de las fibras de coco:

⁸FUENTES F., MONTES E., SAMANO C. (Oct. 1988); “La fibra de la estopa de coco, usos actuales y posibilidades de utilización en aglomerados”, Amalat Boletín de difusión, Universidad de Guadalajara, México, Vol. 11, No. 4 (Oct. 1988); p.4

Tabla 1.3 Propiedades mecánicas de la fibra de coco.⁹

Densidad	Resistencia a la tracción	Módulo de elasticidad	Elongación
(g/cm ³)	(MPa)	(GPa)	(%)
1,25	220	6.00	15,00–25,00

El estudio principal de este proyecto se basa en la desintegración de la estopa de coco verde completamente seca, como se mencionó anteriormente esta clase de estopas están conformadas por las capas fibrosas del mesocarpio y el exocarpio las cuales están totalmente adheridas entre sí; La información técnica acerca de este material es nula por lo cual fue necesario la realización de una investigación experimental de la fuerza específica de corte. (Ver **ANEXO 2**).

1.6.3. APLICACIONES INDUSTRIALES

- Las características de la fibra de coco, hacen que su uso sea muy versátil por lo cual las fibras largas y finas son usadas como hilaza para esteras y alfombras, las fibras cortas y finas son empleadas como relleno de almohadas, colchones y muebles, mientras que las fibras gruesas se usan para la manufacturación de cepillos y escobas.
- Su resistencia y durabilidad lo convierte en un compuesto adecuado para el mercado de la construcción para usarlo como material de aislamiento térmico y acústico, así como refuerzo de materiales compuestos en remplazo de la fibra de vidrio.
- Como fertilizante se ha observado que la incorporación de polvo de estopa a la mezcla de tierra utilizada en viveros induce un desarrollo radical más acelerado en comparación al uso de otras formas de materia orgánica.

⁹WAMBUA P., IVENS J. y VERPOEST I.,(Jul. 2003); “*Natural fibers: can they replace glass in fiber reinforced plastics?*”, En: Composites Science and Technology, Bélgica, Vol. 63, No. 9; p.1261

- Actualmente ha encontrado mucha demanda como sustrato dentro del cultivo hidropónico por sus extraordinarias propiedades físicas, facilidad de manejo y carácter ecológico.

1.7. PROCESO DE ELABORACIÓN DEL POLVO DE ESTOPA DE COCO

1.7.1. INTRODUCCIÓN

El sustrato de fibra de coco granulado, más conocido como sustrato de coco o polvo de fibra de coco puede ser elaborado por diversos procesos. Este producto se puede conseguir indirectamente como residuos de la obtención de fibras a partir de las estopas enteras de esta fruta generándose así fibras menores (2 mm de longitud) y polvos sumamente finos de tejido medular, como se puede observar en la (figura 1.4).

Por otra parte el proceso más efectivo para la obtención de este producto es la desintegración menor de las estopas hasta que alcancen la granulometría requerida; pero previo a ello es necesario el procesamiento de las mismas para que el rendimiento en su manufacturación sea más efectivo; la materia prima para este proceso pueden ser estopas enteras de coco verde así como fragmentos menores de las mismas (material considerado como basura en nuestra sociedad). Una mayor descripción acerca de los tipos de sustratos de coco se lo puede visualizar en el **ANEXO 3**.



Fig. 1.4 Sustrato de coco.

Generalmente las estopas enteras son divididas en dos partes para facilitar su limpieza, secado y triturado; por ello para el presente estudio se asumirá de aquí en adelante que una “estopa de coco” corresponde a la mitad de una estopa entera totalmente seca.

Las principales operaciones para la elaboración de sustratos de coco granulado y fragmentado se describen a continuación:

1.7.2. LIMPIEZA

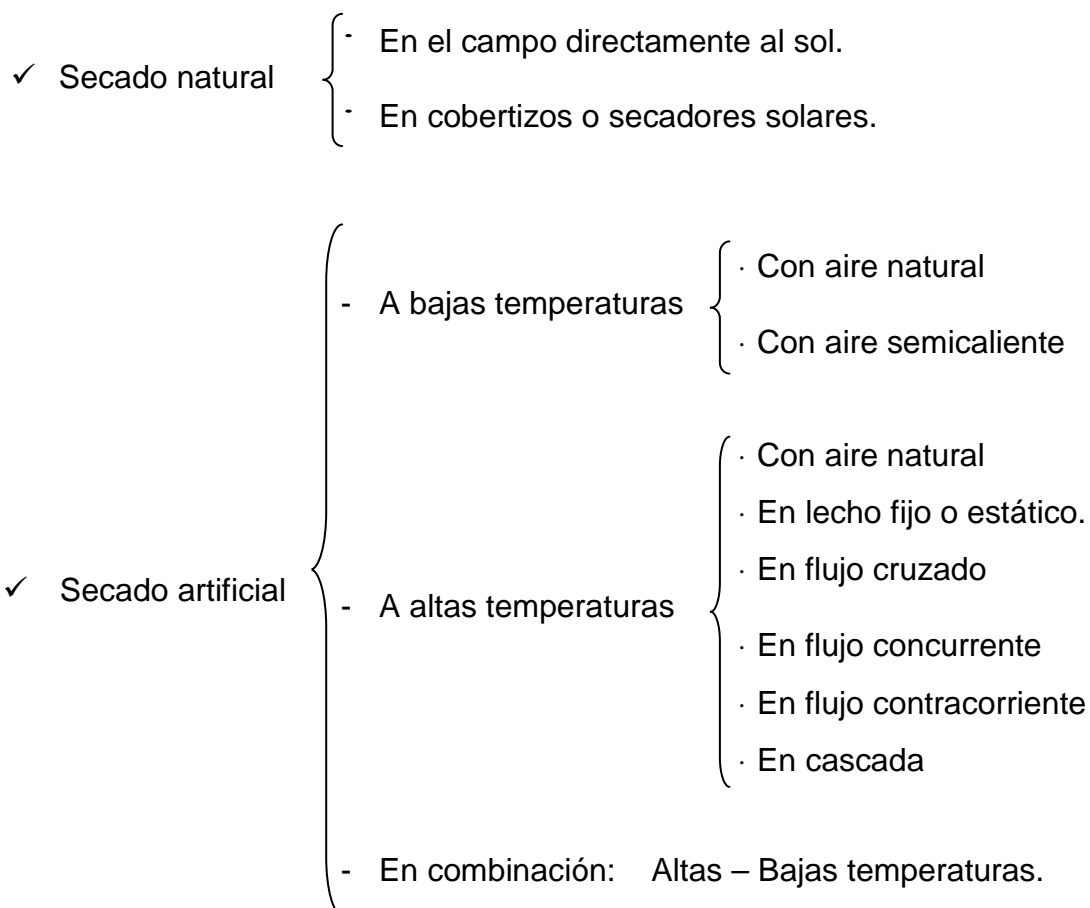
La materia prima para el producto a elaborar es únicamente el mesocarpio de la cáscara del coco, por ello es necesario retirar el cascarón duro interno que está adherido a la misma; en el caso del coco seco esta operación es sencilla ya que los recolectores de esta fruta la retiran sin mayor dificultad con un simple estirón; en el caso del coco verde los consumidores de esta fruta únicamente remueven la pulpa de la misma, en ese estado el endocarpio es blando y puede ser aislado fácilmente con una espátula, sin embargo si esta cáscara llega a secarse por un corto periodo de tiempo, la operación se torna más compleja debido a que el endocarpio se vuelve sumamente duro adhiriéndose fuertemente a la estopa, en este caso es necesario aplicar mayor fuerza y en ocasiones es esencial el uso de herramientas de sujeción como pinzas para efectuar esta operación. El exocarpio constituye el forraje del mesocarpio con un porcentaje en composición muy pequeño del orden del 3%, sería muy conveniente su remoción para que el proceso de molturación sea más eficiente, pero el proceso es muy complicado y aumenta considerablemente el costo para su procesamiento, por lo cual no es aconsejable retirar esta capa de la estopa.

1.7.3. SECADO

En términos generales, el secado es una operación unitaria en la cual ocurre una reducción del contenido de humedad así como una parte de la acidez acética de

cierto producto. En el caso de la estopa de cocolas fibras se vuelven más duras pero mucho más frágiles lo cual facilita el proceso de molienda.

Los métodos que se utilizan para realizar el secado de elementos vegetales son diversos y se pueden clasificar como sigue:



Para los propósitos de este trabajo se discutirán los métodos de secado natural y artificial sin entrar a detallar la clasificación de los mismos.

1.7.3.1. Secado natural

Es el proceso más utilizado debido a que los costos son mínimos y es recomendable para volúmenes de material relativamente pequeños (menor a 10 ha); consiste en extender el producto en los pisos de cemento y exponerlo al sol durante un tiempo prudencial para que su contenido de humedad se equilibre con

el del ambiente de secado, de tal forma como se puede observar en la (figura 1.5).



Fig. 1.5Secado al aire libre de la estopa de coco.

El tiempo necesario para realizar esta operación de cuatro semanas cuando se trata de estopas de coco seco y alrededor de seis semanas para la estopa de coco verde, aproximadamente. La desventaja de este método de secado es que lo afectan los cambios de las condiciones ambientales, ello ocasiona que en temporada de lluvias se incremente el tiempo de secado; por lo anterior, cada secadero debe poseer un cobertizo móvil, construido de madera y lámina de zinc, así durante la noche o en presencia de lluvias, la estopa se almacena y se cubre.

1.7.3.2. Secado artificial

Se denominan procedimientos de secado a bajas temperaturas, aquellos que usan aire a temperatura ambiente o calentada entre 3 y 5°C sobre la temperatura ambiente. Estos procedimientos de secado a baja temperatura emplean flujos específicos de aire con el inconveniente que son lentos y tardan días o semanas en alcanzar la humedad deseada del producto, con el peligro de su deterioro.

Los procedimientos de secado a altas temperaturas se caracterizan por el empleo de aire calentado por lo menos a 10°C sobre la temperatura ambiente; los flujos de aire son mayores y en consecuencia, la velocidad de secado es más alta. Este tipo de procedimiento de secado exige un manejo más cuidadoso y mayor vigilancia para lograr que los productos, se sequen uniformemente y no se quemen.

La aplicación del secado artificial se recomienda cuando los volúmenes de material exceden las 10 ha, ya que las cargas de producción son elevadas y su manejo en secadoras al sol son más complicados, a más de ello su implementación conlleva un costo mayor debido a que es necesario generar el aire caliente.

1.7.3.3. Molienda

La fase final para la producción de sustrato de coco es la trituración y molienda de las estopas de coco; estas operaciones consisten en desintegrar este material en fragmentos menores para posteriormente molturarlos en partículas de 0,5 a 2mm; los equipos más comunes para realizar actividades semejantes a éstas son las trituradoras de cuchillas y los molinos de martillos.

1.8. EQUIPOS ACTUALES PARA LA OBTENCIÓN DE POLVO DE COCO

En esta sección se describen los principales equipos con sus respectivas especificaciones técnicas, que realizan las operaciones de molturación de la estopa de coco.

1.8.1. MOLINO-TRITURADOR / PULVERIZADOR KH - 7.100¹⁰

La Universidad de Colima de México al encontrarse situada en un estado productor de coco en toda su extensión ha centrado algunas de sus investigaciones en el procesamiento de todas las partes de esta fruta, por ello aliada al Consejo Nacional del Cocotero y la Dirección General de Vinculación con el Sector Social, elaboró un listado de las empresas más importantes que manufacturan maquinarias para el procesamiento industrial de los derivados del cocotero; de este proyecto se destaca el *Molino-triturador / Pulverizador KH - 7.100* de la empresa KHUN HENG como la mejor alternativa de maquinaria para la elaboración de polvo de coco (figura 1.6).

El material de partida para la máquina es la estopa de coco desfibrada y el funcionamiento del equipo se basa en un molino de martillos con paletas fijas, muy robusto, con una producción de 3,5 T.M/h, capaz de trabajar las 24 horas.

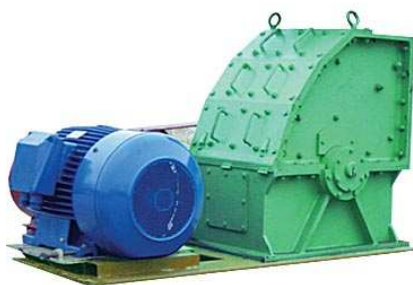


Fig. 1.6 Molino-triturador / Pulverizador KH - 7.100

Tabla 1.4 Especificaciones técnicas del Triturador / Pulverizador KH - 7.100

ESPECIFICACIONES	
Máquina	Molino de martillos
Modelo	KH-7.100
Humedad contenida en la fibra	48 - 50%
Motor	Elektrim

¹⁰González R., (2005); “*Directorio de empresas y equipo de procesamiento para derivados del cocotero*”, Universidad de Colima, México, p. 22.

Continuación de la Tabla 1.4:

Potencia	75 kW (102 HP) a 1450rpm (4 Polos)
Altura	1,35 m
Longitud	1,45 m
Ancho	1,07 m
Peso	2.000 kg
Cuerpo	<ul style="list-style-type: none"> · Casco de acero de alta calidad · Buena rigidez & estabilidad
Eje principal	ASSAB 709
Cerrojo estrecho de polea y cinturón	Cinto SPC 5

1.8.2. TRITURADOR PULVERIZADOR DE FIBRA DE COCO SECO¹¹

El Consejo Estatal de Coco de Colima (México) junto con la Facultad de Electromecánica de la Universidad de Colima crearon el prototipo de máquina para la obtención de polvo de coco seco, para su uso como sustrato, en este proyecto participaron como responsables los docentes de ese plantel, Hilario Verduzco Figueroa y Norberto López Ruiz, así como varios alumnos del sexto semestre.

La máquina trituradora pulverizadora de fibra de coco seco, que se muestra en la (figura 1.7), emplea dos etapas integradas en su funcionamiento que le permiten cumplir de manera satisfactoria las necesidades requeridas; el triturado se realiza a través de cuchillas fijas y móviles, y la pulverización se logra a partir de la implementación de un sistema de martillos fijos y móviles.

¹¹8º CONGRESO IBEROAMERICANO DE INGENIERÍA MECÁNICA, (Oct. 2.007); “MÁQUINA TRITURADORA PULVERIZADORA de fibra de coco seco” por Luis López. “et al”, Cusco, p. 5



Fig. 1.7 Triturador pulverizador de fibra de coco seco.

La holgura entre elementos fijos y móviles es regulada a través de mecanismos de tornillo y resorte, lo que permite llevar a cabo una buena pulverización por cada revolución de la máquina, realizando de esta forma un trabajo más eficiente.

La materia prima a procesarse en este equipo son estopas de coco desfibradas.

Tabla 1.5 Especificaciones del Triturador pulverizador de fibra de coco seco.

PARTES	CANTIDAD
Tolva de entrada	1
Tolva de salida	1
Cámara de trituración	1
Cámara de pulverización	1
Potencia del motor para triturar	3,8 kW(5 HP)
Potencia del motor para pulverizar	5,2 kW (7 HP)
Control electromecánico, encendido/apagado	2
Capacidad de producción	30 kg/h
Carga total conectada a 220 V, 60 Hz	19 A

1.8.3. MOLINO A MARTILLO SERIE FSP 50¹²

GRAIN TECH ENGINEERING suministra equipos de pulverización entre ellos molinos y pulverizadores de martillo de los cuales se desprende el “Molino a Martillo Serie FSP 50”, el mismo que se puede visualizar en la (figura 1.8), este equipo cumple con los requerimientos necesarios para la pulverización de fibra de coco y cuenta con las siguientes características:

- Fácil acceso a la cámara de pulverizado por dos puertas grandes
- Requerimientos de mantenimiento simples
- Incorpora placas internas de desgaste
- Acoplado con rotor balanceado y maquinado
- Recipiente transportable para alto rendimiento con dispositivo de bloqueo
- Portadores de rodillo esférico de dos piezas
- Dispositivos de cerradura de seguridad
- Separador magnético para la bandeja de suministro.

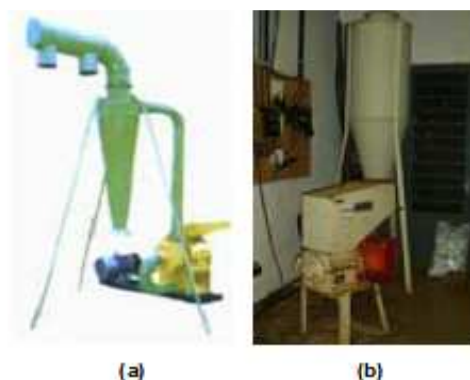


Fig. 1.8(a) Molino a Martillo Serie FSP 50, **(b)** Molino tipo Wiley modelo MGHS6/230

Especificaciones:

- Diseñado para aplicaciones de molido de pequeña escala y apta para el manejo de una amplia variedad de tipos de producto.

¹²GRAIN TECH ENGINEERING; “Consultoría Planeamiento Diseño Manufactura Instalación Servicio”, Catálogo de productos y servicios, Nueva Zelanda, p. 10

- Maneja materiales fibrosos heterogéneos.
- Estas unidades son suministradas completas con un ventilador para transferencia de producto desde el suelo y con un ciclón receptor.
- Capacidad: 1,8 ~ 2,0 T.M/h
- Potencia del motor: 25 HP

Observación: En el mercado local existe un sinnúmero de equipos que se puedan adaptar tanto a las operaciones de trituración como a las de molienda de estopa de coco; como es el caso del “Molino a Martillo Serie FSP 50”; pero el número de equipos que cumplan a cabalidad ambas funciones paralelamente es casi nulo. Los equipos más utilizados en el Ecuador para las operaciones de reducción de tamaños de granos y elementos fibrosos son los molinos tipo Wiley de las marcas comerciales Seibt y Marconi ver (figura 1.8 b).

CAPÍTULO II

2. FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1. REDUCCIÓN DE TAMAÑO

2.1.1. TÉCNICA DE LA MOLIENDA

La operación de molienda consiste esencialmente en producir unidades de masa inferiores, a partir de fragmentos más grandes del material que se desea moler; por imposición de la naturaleza de la propia materia y por los tratamientos físicos y químicos que puedan seguirse, la molienda o pulverización es a menudo una operación compleja, bajo su aparente simplicidad.

Dentro de la operación de molienda es importante el tamaño en que se presenta el material que se desea molturar; así cuando la materia a tratar es de importantes dimensiones (diámetro medio comprendido entre 30 y 150 mm), se hace necesaria una operación previa de trituración, la cual consiste en reducir, en uno o dos pasos, el tamaño del material de partida a fragmentos menores con dimensiones inferiores a 30 mm, para posteriormente efectuar la molienda propiamente dicha de los nuevos fragmentos, obteniendo un polvo fino que pueda pasar en casi su totalidad por aberturas muy pequeñas (mallas de un tamiz cuya sección de paso sea sólo de algunas decenas de micras).

Por lo tanto, se denomina molienda al proceso de fraccionamiento al estado de polvo de los fragmentos menores de un producto que provienen de la trituración.

2.1.2. CRITERIOS DE REDUCCIÓN MECÁNICA

Los principales factores que intervienen en la selección o diseño de un sistema que facilite la reducción de tamaños de un material son:

- Los fundamentos de la naturaleza o el estado físico del producto a tratar.
- El grado de finura resultante.
- El número de etapas del proceso.
- El volumen de producción que se desea obtener.

2.1.2.1. Características de la materia prima

Para definir las características de los productos de alimentación se debe tener en cuenta factores como: estructura mecánica, untuosidad, temperaturas de ablandamiento, temperaturas de fusión, humedad, sensibilidad térmica, tamaño, etc.; a continuación se presenta una breve descripción de las propiedades más relevantes.

2.1.2.1.1. Estructura mecánica

La estructura mecánica de la materia prima es un factor sumamente importante ya que ésta indica la clase de fuerza que se debe aplicar para la correspondiente molturación. Cuando el material posee una estructura cristalina (frágil), la fractura se produce a lo largo de los planos de anclaje; por lo tanto las fuerzas de compresión son las más convenientes para este proceso. En cambio cuando el material posee escasos planos de anclaje se crean nuevos puntos de partida de grieta para lo cual es necesaria la aplicación de fuerzas de impacto o cizalla. Las fuerzas de cizalladura son las más indicadas para la molturación de materiales de estructura fibrosa.

2.1.2.1.2. Sensibilidad térmica

La fricción producida por la acción de un molino y la elongación que sufren las partículas más allá de su límite elástico sin que ocurra fractura, producen al cesar las causas de su acción una considerable elevación de la temperatura de los productos procesados y por ende la degradación de los mismos.

Si la acción del calor generado produce untuosidad, ésta como efecto primordial embotará el molino y por lo tanto reducirá la eficacia del proceso. Para evitar que ocurran los casos señalados, cuando se manejan productos altamente sensibles al calor; se puede optar por el uso de serpentines, encamisado del equipo con efectos refrigerantes o una combinación oportuna de las mismas.

2.1.2.1.3. Presencia de humedad

La utilización de agua dentro de los procesos de reducción de tamaño puede, según cada caso, agilizar u obstaculizar la eficiencia de los mismos. Para un amplio porcentaje de las materias primas, una humedad superior al 3% produce embotamiento del molino, lo cual provoca que la eficiencia del proceso y la capacidad de producción se vean disminuidas. Otro fenómeno que ocurre con relativa frecuencia por el exceso de humedad, es la aglomeración de productos en procesos de pulverización fina, lo cual impide una fluidez libre del producto.

En la molienda en seco, el principal inconveniente que se genera es la inhalación prolongada de polvos, lo cual pueden provocar enfermedades pulmonares y la posibilidad que estos materiales reducidos adquieran características de material inflamable.

En algunos sistemas de molienda es común la utilización de grandes volúmenes de agua, la cual fluye y arrastra las partículas sólidas conformando una masa de fluidez rápida, ayudando de esta forma a la supresión de polvos en el sistema.

2.1.2.1.4. Tamaño

Las dimensiones del material a la entrada y salida del proceso de molienda tienen gran importancia, debido a que este factor determina el número de etapas de reducción que se deben efectuar para su cometido.

Los materiales de entrada de acuerdo a su tamaño se clasifican de la siguiente manera:

- Material grueso: fragmentos de un tamaño mayor a 750 mm.
- Material mediano: fragmentos de un tamaño de 100 a 750 mm.
- Material fino: fragmentos de un tamaño menor a 100 mm.

Por otra parte, según el tamaño que tienen las partículas a la salida de las máquinas de desintegración, se pueden distinguir las distintas etapas de trituración y molienda.

Trituración (desintegración grosera):

- Trituración gruesa: tamaños de partículas de salida: 150 mm.
- Trituración mediana: tamaños de partículas de salida: entre 30 y 150 mm.
- Trituración fina: tamaños de partículas de salida: entre 5 y 30 mm.

Molienda (desintegración fina):

- Molienda grosera: tamaños de partículas de salida: entre 0,1 y 5 mm.
- Molienda fina: tamaños de partículas de salida: menores de 0,1 mm.

La trituración grosera, mediana y fina corresponden, prácticamente, a la primera, segunda y tercera etapa de la trituración; mientras que la molienda grosera y fina corresponden a las etapas primaria y secundaria de la molienda.

Los tamaños de los materiales se establecen en base a los diámetros medios de los mismos, los cuales se pueden determinar, midiendo su ancho, espesor y profundidad, para posteriormente realizar la media aritmética o geométrica de acuerdo a las siguientes expresiones:

$$D_m = \sqrt[3]{(\text{Ancho} \cdot \text{Espesor} \cdot \text{Largo})} = \frac{(\text{Ancho} + \text{Espesor} + \text{Largo})}{3} \quad (2.1)$$

En la realidad, los fragmentos de materiales constituyen conjuntos de diversos tamaños, por consiguiente resultaría imposible, desde el punto de vista industrial, practicar las mediciones señaladas anteriormente.

En la industria, lo que se acostumbra realizar es clasificar los pedazos con una serie de tamices (zarandas) y de acuerdo a los tamaños de los agujeros de los tamices, se le equiparan a las partículas dichos tamaños según pasen o no cada recipiente, posteriormente, el tamaño medio de la muestra se calculará con la siguiente expresión:

$$D_m = \frac{\sum_i (D_i \cdot k_i)}{\sum_i k_i} (2.2)$$

Donde:

D_m : Diámetro medio de las partículas

D_i : Tamaños de los agujeros de cada tamiz.

k_i : Cantidades (en peso) de partículas que pasan cada tamiz.

2.1.2.2. Grado de Desintegración

El coeficiente de reducción que se obtiene en las máquinas de trituración o de molienda se denomina grado de desintegración y se define como la relación entre los tamaños de las partículas a la entrada y salida de la máquina. El grado de desintegración (RR) se expresa de la siguiente manera:

$$RR = \frac{\text{Tamaño medio del insumo}}{\text{Tamaño medio del producto}} (2.3)$$

El grado de desintegración en el proceso de trituración se encuentra acotado entre 2 y 10, mientras que en la molienda está en el rango de 10 a 100 y para el proceso de pulverización mayor 100.

Con frecuencia, la capacidad de reducción de una trituradora o un molino es insuficiente para asegurar la desintegración total deseada, por lo que es necesario efectuarla en dos o más etapas (trituración primaria, secundaria, terciaria, etc., y molienda primaria, secundaria, etc.).

2.1.2.3. Número de etapas

El número de etapas en que puede subdividirse una operación de reducción de tamaño, define la complejidad de la instalación, lo cual influye en el número de equipos, pasos de separación, flujo de alimentación y el rango que se establezca para los tamaños de los productos; es decir que cuando se requiere reducir un sólido a polvo fino, seguramente se establecerán muchas etapas, cada una de las cuales definirá un tamaño estándar.

Para definir el tipo de instalación útil para una determinada operación de reducción de tamaño, es necesario, considerar los siguientes aspectos:

- Tamaño uniforme y velocidad constante en los flujos de alimentación al equipo.
- Retiro inmediato de las partículas molidas.
- Mantenimiento adecuado del equipo.
- Desalojo del material irrompible que quede en el equipo.
- Eliminación oportuna de la energía calórica generada durante el trabajo del equipo.

Si de los aspectos anteriores puede asegurarse su cumplimiento, se podrá efectuar una operación adecuada y económica.

2.1.3. LEYES DE DESINTEGRACIÓN

Desde hace más de un siglo, la desintegración ha sido objeto de investigaciones teóricas, fundamentalmente, con el fin de determinar el trabajo necesario para desintegrar las partículas.

En términos generales, se puede decir que las leyes y teorías existentes están superadas, dado que las mismas consideraban que el proceso era puramente mecánico, cuando en realidad se ha determinado que se trata, también, de un

proceso cinético, donde influye, en forma importante, el estado físico-químico de los sólidos.

En la actualidad se puede decir que todavía no existe una teoría general satisfactoria. No obstante, como algunas leyes dan una aproximación, al menos parcial, de los fenómenos reales. Las leyes de la desintegración se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Leyes de distribución granulométrica.
- Leyes energéticas.

2.1.3.1. Leyes de Distribución Granulométrica

Se ha comprobado que resulta imposible obtener, por medio de la trituración, partículas que, en su totalidad, sean de tamaño igual y uniforme. El material producido es de distintas dimensiones, repartiéndose de acuerdo a curvas bien definidas denominadas curvas granulométricas.

Después de muchos estudios acerca del comportamiento de los materiales en la desintegración se llegó a las siguientes conclusiones:

- El porcentaje de material fino aumenta a medida que aumenta el grado de desintegración. Varias etapas de trituración producen menor cantidad de materiales muy finos (ultra finos) con relación a efectuar esta operación en una sola etapa.
- La desintegración de fragmentos planos produce más material fino que la de fragmentos en forma regular.
- La forma media de los granos desintegrados varia con la ubicación en la escala de tamizado. Los granos gruesos y finos (los extremos) son alargados, mientras que los medios tienen forma más cúbica.

2.1.3.2. Leyes Energéticas

Dentro de las leyes energéticas más relevantes se derivan las siguientes: Ley de Rittinger, enunciada en el año 1867 y la cual se basa en la hipótesis de las superficies de las partículas; la Ley de Kick, expresada en el año 1885 basada en una hipótesis volumétrica y la teoría de Bond, del año 1951.

2.1.3.2.1. Ley de Rittinger

Esta ley, cuya explicación responde bastante bien a la desintegración de productos finos expresa: *“El trabajo necesario para una desintegración es proporcional al aumento de superficie producida”*.

$$W = z \cdot \Delta S (2.4)$$

Donde:

W: Trabajo de desintegración

z: Energía superficial específica

ΔS : Aumento de superficie producido en la desintegración

Otra forma de expresar esta ley es la siguiente: *“Los trabajos producidos en la desintegración son inversamente proporcionales a los tamaños de los granos producidos”*

$$\frac{W_m}{W_n} = \frac{D_m}{D_n} (2.5)$$

2.1.3.2.2. Ley de Kick

Esta ley responde, con bastante aproximación, a la desintegración de productos gruesos y expresa lo siguiente: *“El trabajo absorbido para producir cambios análogos en la configuración de cuerpos geoméricamente semejantes y de la misma materia varía con el volumen o la masa”*

$$\frac{W_m}{W_n} = \frac{V_m}{V_n} = \frac{m_m}{m_n} (2.6)$$

Otra forma de expresión es la siguiente:

$$W = B \cdot \log \left(\frac{D_i}{D_f} \right) (2.7)$$

Donde:

W: Trabajo de desintegración

V: Volumen

m: Masa

B: Constante

D: Tamaño (i: inicial; f: final)

2.1.3.2.3. Desviaciones de las Leyes de Rittinger y Kick

Las desviaciones que presentan en la práctica ambas leyes se deben a lo siguiente:

- Se partía del principio que la desintegración produce productos de igual forma que los iniciales (isostenia), es decir, que al desintegrar partículas de forma cúbica se producían cubitos o si se partía de esferas se producían esferitas. Este principio no es válido.
- Se suponía que los materiales son isótropos (igual resistencia en todas direcciones).
- No se consideraba que los productos a desintegrar pueden tener grietas superficiales (lugares donde se comienza a desintegrar el material sin consumo de energía).
- No se tuvieron en cuenta ni las deformaciones elásticas, ni que el producto se mueve dentro de la máquina, lo que produce rozamientos calor del material, etc.
- No se consideraba que la materia ya molida amortigua el golpe de la máquina contra la materia aún no molida.

2.1.3.2.4. Teoría de Bond

Esta teoría se ajusta con bastante aproximación a la desintegración de minerales por vía húmeda; se expresa de la siguiente forma: *“El trabajo de romper una roca es el necesario para sobrepasar su deformación crítica y que aparezcan grietas de fractura; luego la fractura se reduce sin aportes apreciables de energía”*.

La expresión es la siguiente:

$$W = W_i \cdot \sqrt{\frac{100}{D_f} \cdot \left(\frac{\sqrt{D_i} - \sqrt{D_f}}{\sqrt{D_i}} \right)} \quad (2.8)$$

Donde:

W_i : Índice energético del material (kW/T.M. necesarios para reducir un material desde un tamaño infinito hasta que el 80% pase por el tamiz de $100 \times 10^{-6} \text{m}$)

D_i y D_f : Tamaño inicial y final de las partículas

2.1.4. EQUIPOS PARA LA REDUCCIÓN DE TAMAÑOS

La reducción de tamaños de un material la realizan, básicamente, las máquinas cortadoras, los molinos y las trituradoras; para efecto del presente estudio se descarta el análisis de las máquinas cortadoras del tipo guillotina, los molinos y trituradoras por compresión; debido a que su capacidad y tipo de producción son discordantes al producto a obtenerse.

La estopa de coco corresponde a un material de tamaño fino y medio, heterogéneo ($D_m = 30$ a 150 mm aproximadamente); por lo tanto, para cumplir el proceso de pulverización es necesario efectuar operaciones desde trituración media hasta molienda grosera. Por las características del material es aconsejable aplicar fuerzas de impacto, corte por cizalla o frotamiento, para su respectiva molturación.

A continuación se describen los principales equipos que pueden efectuar la reducción de tamaño de la estopa de coco en sus diferentes etapas:

2.1.4.1. Máquinas cortadoras

Estas máquinas generalmente son del tipo rotatorias; reducen los materiales a partículas de tamaño y forma variables, con longitud entre 1,5 y 12,5 mm; la acción que predomina es el corte o cizallamiento. Se utilizan con materiales resistentes o fibrosos en los cuales es más efectivo ejecutar varias operaciones sucesivas de corte en lugar de ejercer presión o choque.

Existen también las máquinas del tipo guillotina, al igual que en las cortadoras rotatorias la acción que predomina es la cizalladura, pero con estos equipos la homogeneidad de los materiales de salida es muy difícil de conseguirla y las operaciones de molienda fina son imposibles de realizar.

2.1.4.1.1. Cortadoras rotatorias

Estas máquinas, como se puede observar en la (figura 2.1) constan de una amplia cámara de corte, la cual está atravesada por un eje que porta cuchillas uniformemente distribuidas en toda su longitud las mismas que pueden ordenarse perpendicularmente al eje o pueden tener un pequeño ángulo de inclinación. El eje gira a altas revoluciones y puede alinearse horizontal o verticalmente a la cámara de molienda, siendo esta última la más eficiente. Estos equipos son utilizados generalmente para procesar materiales húmedos, ideal para las aplicaciones agropecuarias, las máquinas más representativa de esta clase son las picadoras de forraje.

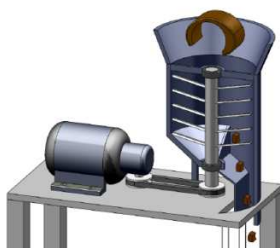


Fig. 2.1 Esquema de la sección transversal de una picadora de forraje

2.1.4.2. Los Molinos

Estas máquinas manejan materiales de medianos tamaños y pueden efectuar operaciones de molienda grosera y fina; la naturaleza de las fuerzas son de percusión, aplastamiento, fricción, desgarramiento, arranque, cizallamiento y atrición, con una producción entre 1 y 60 T.M./h; pero la finura media es bastante basta, del orden de 1 mm.

Se clasifican en molinos que actúan por cizallamiento, frotamiento, percusión y por aplastamiento; siendo los molinos de cuchillas, de discos, de martillos y de rodillos los más representativos de cada clase respectivamente; dentro del proceso de molienda se pueden combinar los tipos de fuerzas y obtener un mejor desempeño de los dispositivos, de este criterio se desprenden los molinos de esferas y barras que combinan las acciones de impacto y frotamiento para efectuar una mejor molienda de ciertos materiales. Estos equipos son de amplia utilización en la industria de alimentos, especialmente en cereales y productos secos de origen vegetal.

Tabla 2.1 Clasificación de los molinos por su funcionamiento.

ACCION	TIPO
Impacto	Martillos
Impacto y frotamiento	· Esferas · Barras
Frotamiento	· De disco único · Doble disco
Cizallamiento	· Cuchillas · Sierras
Aplastamiento	Rodillos

Los pulverizadores ocupan el mismo principio de funcionamiento que los molinos pero la granulometría mediana que se puede obtener para el material de salida es

bastante fina, hasta 40 micras; sin embargo, la producción que permiten estas máquinas es relativamente pequeña, yendo de 100 kg/h a un máximo de 5 T.M./h.

Se aplica para la obtención de alimentos secos de fácil reconstitución, en presencia de aditivos que requieren de una dispersión muy homogénea.

A continuación se describen los molinos más relevantes que pueden efectuar la molienda de la estopa de coco.

2.1.4.2.1. Molino de martillos¹³

Se basa en el mecanismo de compresión, frotamiento y cizalladura del material entre dos cuerpos. Entre más rápida sea la fuerza de aplicación más rápido ocurre la fractura por el aumento de la energía cinética concentrando la fuerza de fragmentación en un solo punto produciendo partículas que se fracturan rápidamente hasta el límite.

Como se puede observar en la (figura 2.2), este equipo consiste de un rotor horizontal o vertical unido a martillos pivotantes encajados en una carcasa, en la parte inferior están dotados de un tamiz fijo o intercambiable, puede operar a más de 1.000 rpm haciendo que casi todos los materiales se comporten como frágiles. Son útiles para la molturación de un sinnúmero de materiales desde pastas húmedas, elementos fibrosos e incluso rocas.

Los martillos obtusos se utilizan para materiales cristalinos y frágiles, mientras que los afilados se usan para materiales fibrosos.

El tamaño de las partículas de salida depende de la velocidad del rotor, tamaño del tamiz, y velocidad de introducción del material. El uso de tamices gruesos produce partículas de menor tamaño porque éstas atraviesan tangencialmente el

¹³BRENNAN J., (1970); “*Las operaciones de la ingeniería de alimentos*”, 2da edición, Editorial ZARAGOZA, España.

orificio debido a la alta velocidad del motor. El tamiz de hoyos circulares es más fuerte pero se usa poco porque tiende a obstruirse; sin embargo, éste se usa para materiales fibrosos. El tamiz cuadrulado a 45° se utiliza para materiales cristalinos frágiles y el de hoyos a 90° se usa para materiales duros ya que éstos tienden a atascarse fácilmente.

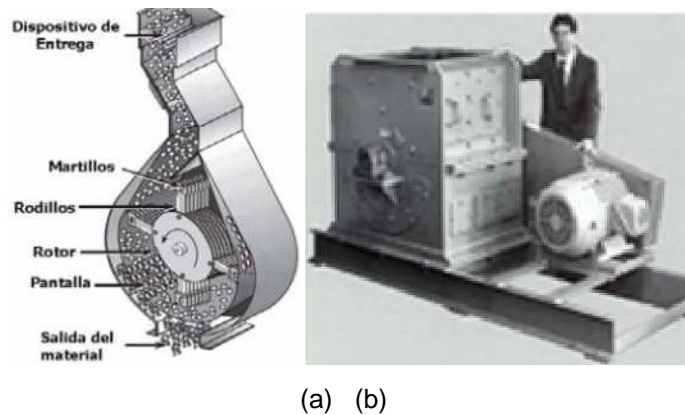


Fig. 2.2(a) Cámara de molienda de un Molino de martillos, **(b)** Vista exterior

En algunos molinos el tamiz cubre toda la carcasa y la alimentación se hace paralela al eje. Estos modelos están diseñados para moler materiales duros que tienen entre 40 y 80% de sólidos y que oponen resistencia al flujo.

En general, estos molinos producen partículas con una distribución de frecuencias cerrada, pero si la carga es alta, el tiempo de retención del material se prolonga produciéndose más finos de forma esférica. Para la producción de partículas finas ($1 - 20 \mu\text{m}$), se utiliza una alta velocidad junto con aire clasificado para la remoción del material hasta un tamaño aceptable. Estos molinos son fáciles de limpiar y operar, además permiten cambiar sus tamices, y operan en un sistema cerrado reduciendo el riesgo de explosión y contaminación cruzada.

2.1.4.2.2. Molino de discos

Es un molino de alta velocidad compuesto de uno o dos discos que poseen hileras de dientes concéntricos, como se puede observar en la (figura 2.3). En el caso del molino de disco único las hileras de dientes del plato se encuentran organizadas de manera que éstas encajan perfectamente con las de la pared de

la cámara de molienda, mientras que en el caso de los molinos de doble discos las hileras de un disco encajen entre las del otro triturando el material que pase entre ellos.

En los molinos de doble disco, uno de éstos puede estar en estado estacionario o ambos pueden rotar en direcciones opuestas. Su velocidad oscila entre 600 y 1500 rpm. Puede producir partículas de 50 μm con una distribución de frecuencia cerrada. El tamaño de partícula se controla cambiando la velocidad, el espacio entre los discos y la forma de las estrías de los discos.



Fig. 2.3 Molino de disco único

Son útiles para materiales frágiles y duros con buen flujo; los que son herméticos con inyección de aire tienen la ventaja que el aire de entrada mantiene el material frío durante el proceso.

2.1.4.2.3. Molino de cuchillas

Este tipo de molino está compuesto de un cortador rotatorio al cual se le puede colocar más de 10 tipos de cuchillas que giran a velocidades mayores de 200 rpm. En su parte inferior posee un tamiz con el cual se controla el tamaño máximo de las partículas deseadas. El tamaño y forma de las partículas también están determinados por la distancia entre el rotor y las cuchillas estáticas, como se puede visualizar en la (figura 2.4)

Estos molinos aplican la presión por medio de cuchillas en un área lineal del material. Éstas penetran las partículas por deformación plástica produciendo una

disminución de sus secciones transversales, que con ayuda del movimiento veloz del rotor actúa como una sierra cortando y triturando el material.

Estas máquinas están diseñadas especialmente para triturar materiales fibrosos, sintéticos, elásticos y de origen vegetal en los que el mecanismo de cizallamiento es mucho más efectivo que los mecanismos de compresión, impacto y atrición.

Por esta razón, este molino produce partículas algo cúbicas. Su eficiencia depende del buen mantenimiento de sus cuchillas; se recomienda que el material nunca deba exceder el tamaño de las cuchillas y que la carga nunca sobrepase la mitad de su capacidad.



Fig. 2.4 Cámara de molienda de un molino de cuchillas

Algunos modelos poseen cuchillas giratorias cruzadas que sirven para la pulverización de sólidos ya triturados, o de sustancias que contienen algo de humedad. También se puede utilizar para mezclar fluidos. Una gran desventaja es que constantemente hay que parar el equipo y retirar el material que queda adherido en sus paredes.

2.1.4.3. Las Trituradoras

Son máquinas utilizadas generalmente para la ruptura grosera de productos considerados duros y de grandes dimensiones, a elementos de hasta 5 mm de diámetro medio; pudiendo efectuar operaciones de trituración gruesa, media y fina. Su principio de funcionamiento se basa en la compresión lenta, con fuerzas de aplicación que pueden ser de compresión, cizallamiento, impacto y atrición; se

dividen en trituradoras que actúan por compresión, corte y percusión. Estos equipos son empleados generalmente en la industria de la minería.

Los molinos y trituradoras guardan gran relación en su funcionamiento, la única diferencia entre estas máquinas es el tamaño de los materiales que procesan y por lo tanto la cantidad de fuerza que se necesita ejercer, aspectos que definen su robustez y tamaño.

En el cuadro siguiente se detallan los tipos de trituradora según su principio de funcionamiento.

Tabla 2.2 Clasificación de las trituradoras por su principio de funcionamiento.

Trituradoras por compresión	
De mandíbulas	<ul style="list-style-type: none"> · De acción periódica · De acción continua
De cilindros	<ul style="list-style-type: none"> · Fijos · Móviles
Trituradoras por impacto	
De rotores	<ul style="list-style-type: none"> · De eje horizontal · De eje vertical
Trituradoras por cizallamiento	
De navajas	<ul style="list-style-type: none"> · Múltiple navaja

2.1.4.3.1. Trituradoras de martillos¹⁴

Estos equipos como ya se hizo referencia antes, utilizan el mismo principio de funcionamiento que los molinos de martillos, pero tienen una variante en su diseño; en el caso de las trituradoras, ver (figura 2,5); por lo general los martillos no pivotan en el eje porta-martillos, la cantidad de barras de impacto en la

¹⁴"<http://es.wikipedia.org/wiki/Trituraci%C3%B3n>"

periferia de la cámara de trituración es mayor, lo cual permite obtener una mayor fuerza y de esta forma realizar operaciones de trituración media y fina.

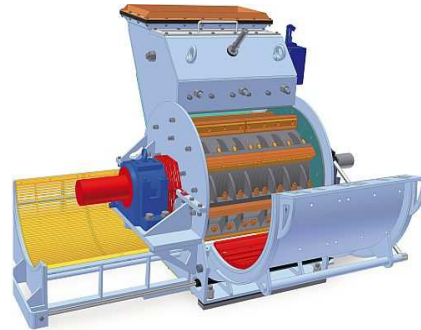


Fig. 2.5 Trituradora de martillos fijos

Un factor muy importante es que estas máquinas toleran muy mal la presencia de materiales abrasivos, la alimentación debe tener menos de 4 a 5 % de sílice en el caso de las trituradoras y de 2 % en los molinos.

2.1.4.3.2. Trituradoras de cuchillas

En este caso también el funcionamiento de la máquina se basa a un molino de cuchillas, el número de discos que sostienen las navajas es variable, yendo desde 1 hasta 20 dependiendo del tipo de aplicación. Los discos poseen una gran masa y tienen diferentes configuraciones, sobresaliendo las circulares y triangulares; generalmente se ubican 2 o 3 cuchillas en la periferia de los discos y en algunos casos se regulan por sistemas de pistones o por resorte- tornillo, por lo cual la estructura del equipo debe ser más robusta, como se puede observar en la (figura 2.6).



Fig. 2.6 Trituradora de vidrio de doble disco con 6 cuchillas

2.2. SÍNTESIS DE LOS PROCEDIMIENTOS PARA LA OBTENCION DE POLVO DE COCO

El análisis de las tecnologías que cumplen con la función de molturar estopas de coco, determina que el proceso debe ser efectuado en varias etapas, debido a que el tamaño de la materia prima de partida es heterogénea y puede variar desde fragmentos de estopa de 30 mm de diámetro medio hasta estopas completas que sobrepasan los 150 mm; teniendo en cuenta estos factores se derivan los siguientes conceptos:

- Desfibrado y molienda
- Triturado y molienda

2.2.1. Desfibrado y molienda

El primer concepto determina que la estopa inicialmente debe ser desfibrada para posteriormente realizar la molienda propiamente dicha, como se denota en la (figura 2.7); el desfibrado generalmente se realiza con trituradoras quebradoras de rodillos tipo peinilla para después pasar la estopa aplanada por desfibradores centrífugos, mientras que la pulverización se efectúa por medio de molinos de martillos, de discos, de cuchillas o por cortadoras rotatorias.

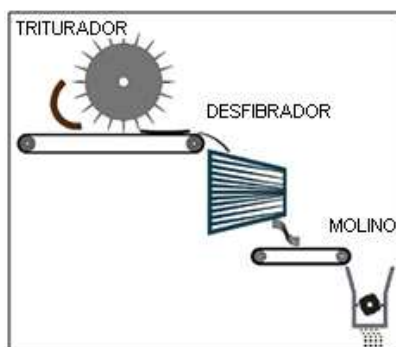


Fig. 2.7 Esquema del sistema de desfibrado y molienda

En este caso se denota el uso necesario de equipos por separado, los mismos que son de grandes dimensiones, ocupando un gran volumen de las instalaciones

y aumentando el costo de operación y mantenimiento; a más de ello se requiere un sistema de transportación para trasladar el material desfibrado desde la desfibradora hasta el molino; este tipo de proceso es muy útil cuando el procesamiento de la fibra tiene varias aplicaciones y una de ellas sea la pulverización de la misma.

2.2.2. Triturado y molienda

Este sistema de producción es empleado para el procesamiento de estopas de coco o fragmentos de la misma, su funcionamiento se basa en que la estopa debe ser triturada en fragmentos menores a 30 mm de diámetro medio (trituration fina), proceso que se puede efectuar con una cortadora rotatoria, trituradoras de cuchillas o de martillos; después los fragmentos de estopa pasan a ser molturados en un molino de martillos con paletas móviles, en un molino de cuchillas o en un molino de discos.

Este sistema puede tener dos variantes, la primera indica que la trituración y molienda se pueden efectuar en máquinas por separado, siendo necesario la implementación de un sistema de transportación de los fragmentos triturados hacia el molino, de la misma forma que el caso anterior los costos de operación y mantenimiento son mayores y el volumen que ocupan los sistemas en las instalaciones es mayor.

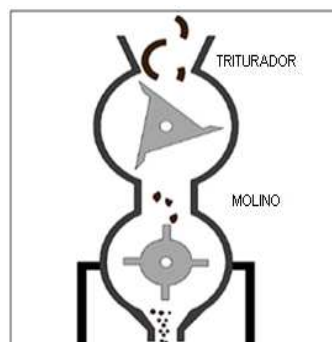


Fig. 2.8 Esquema del sistema de trituración y molienda

La segunda variante determina que el proceso se puede efectuar paralelamente en una sola máquina, como se puede observar en la (figura 2.8); disminuyendo considerablemente los costos de operación y mantenimiento debido a que el sistema de transportación es innecesario ya que por efecto de la gravedad el material triturado pasa directamente a la cámara de molienda del pulverizador; a más de ello el volumen que pueda ocupar la máquina es menor con relación a los otros sistemas.

2.2.3. Conclusiones

- Uno de los objetivos principales de los proceso de producción son que los espacios que ocupen los equipos necesarios para su ejecución, sea mínimo, así como sus costos de operación y mantenimiento. Por lo cual el sistema de trituración y molienda paralela es el más conveniente para el diseño de este proyecto.
- En el mercado no existe una máquina que procese los fragmentos de estopa de coco para la obtención de fragmentos menores y polvo de coco, debido a que todos los equipos que se promocionan necesitan como materia prima la fibra de coco descompactada.
- Una gran ventaja de la trituración y molienda paralela es que se puede obtener dos tipos de productos sin la necesidad de acoplar nuevos dispositivos o realizar grandes variantes en el funcionamiento de la máquina; al hacer funcionar los dos sistemas se puede obtener polvo de coco para distribuirlo como sustrato granulado de coco, mientras que al suspender el sistema de molienda se puede obtener fragmentos menores de estopa de coco los mismos que se pueden distribuir como sustrato fragmentado de coco.
- Si la salida del material se encontrara saturada, se puede ubicar un aspirador centrífugo que recolecte el material granulado al final de la tolva de salida.

CAPÍTULO III

3. ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN

3.1. ESPECIFICACIONES

3.1.1. INTRODUCCIÓN

El requerimiento principal que tiene el diseño de este equipo es triturar y pulverizar estopas de coco a partículas con una granulometría del orden de 0,5 y 2 mm (molienda grosera); el análisis de las tecnologías que cumplen con esta función determina que el proceso debe ser efectuado en varias etapas, debido a que el tamaño de la materia prima de partida es muy grande y sumamente heterogéneo.

3.1.2. MATERIA PRIMA

El material de partida en el cual se basan los procesos de trituración y pulverización son estopas de coco verde previamente secadas, las cuales cuentan con una geometría curva tipo casco esférico hueco de 80 mm de radio y 10 mm de espesor; pero generalmente se procesarán fragmentos menores de este compuesto.

3.1.3. CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN

Basado en tecnologías actuales que cumplen actividades similares a la pulverización de estopas de coco se estima una producción promedio de 45 kg/h con una carga de trabajo de 8 horas por día.

3.1.4. ALIMENTACIÓN

El tamaño de la materia prima es variable con formas muy irregulares por lo cual se requiere de un suministro con una velocidad de alimentación baja; por lo tanto la alimentación manual es la indicada, guardando de esta forma una buena relación con la capacidad de molienda, velocidad y diámetro del rotor.

3.1.5. CONDICIONES DE OPERACIÓN

La operación del equipo a diseñar no debe presentar mayor complejidad, pero las condiciones de robustez y seguridad que demanda este tipo de trabajo, exige un constante movimiento de la máquina; el proceso de molienda es necesario realizarlo en los sitios de almacenamiento de la materia prima, por lo cual se precisa que el equipo sea del tipo estacionario.

Debido a que la alimentación de la materia prima es manual es necesario proporcionar una correcta altura de carga para el operador, de esta forma se mejorará la eficiencia del proceso.

Por último, una vez terminado el proceso de molienda, el desalojo del producto obtenido se lo realizará através de sacos de almacenamiento de 44 kg.

3.1.6. AMBIENTE DE TRABAJO

El secado y almacenamiento de la materia prima es necesario que se lo realice en lugares calurosos (región costa); de tal forma que el equipo deberá trabajar bajo condiciones climáticas variables, con humedades relativamente elevadas superiores al 70 %, por lo cual es recomendable trabajar bajo techopara evitar la pronta corrosión de todos los elementos de la máquina.

3.1.7. MANTENIMIENTO

La materia prima es de carácter abrasivo por lo cual es necesario realizar una adecuada limpieza de los elementos cortantes después de cada jornada de trabajo para evitar la formación de pastas que puedan repercutir en una pronta oxidación de los mismos.

3.1.8. COSTO DE PRODUCCIÓN

Los costos deben ser evaluados de acuerdo a las cotizaciones actuales del mercado local, basados en costos de materiales, mano de obra, maquinado, diseño e imprevistos.

3.1.9. VIDA ÚTIL

El equipo debe ser diseñado para que tenga una vida útil de operación de 10 años aproximadamente, con lo cual todas las perspectivas económicas a su alrededor sean factibles.

3.1.10. TAMAÑO Y PESO

Se requiere un equipo que sea transportable por lo cual se estima un ancho y longitud de 1,2 m con 2m de altura. Con un peso máximo de 500 kg.

Tabla 3.1 Especificaciones técnicas del pulverizador de estopa de coco.

ESPECIFICACIONES			
CONCEPTO	PROPONE	R/D	DESCRIPCIÓN
Función	C	R	- Trituración media y fina de estopa de coco.
	C	R	- Molienda grosera de fragmentos de estopa de coco.
Dimensiones	C	R	Fragmentos de estopa de coco de 25x25x10 mm.
	C	D	- Partículas de estopa de coco con granulometría entre 0,5 y 2 mm.
Movimientos	C	R	- Secuencia: Alimentación manual - trituración - molienda -recolección.
Fuerzas	I	R	- Fuerzas de impacto y cizalladura.
Energías	C	R	- Funcionamiento con 110/220 V
Materiales	C	R	- Estopas de coco fragmentadas y enteras con diámetros medios comprendidos entre 30 y 170 mm.
Señales y control	C+I	R	- Consola de controles de encendido/apagado cercana a la máquina.
Transporte	C	R	- Anchura local: (anchura/altura): 1.200 x 2.000 mm.
Mantenimiento	C	R	- Fácil acceso a las cámaras de trituración y pulverización.
	C	R	- Repuestos disponibles en el mercado local.
Vida útil	C+I	D	- En operación: 10 años
Seguridad	C+I	R	- Estructura robusta con cubierta de seguridad en la tolva de entrada

PROPONE: C: cliente; I: ingeniería**R/D:** R: requerimiento; D: deseo

3.2. FORMULACIÓN DE ALTERNATIVAS

La principal consideración que se tiene para el diseño de esta máquina es la ejecución de los procesos de trituración y molienda de la estopa de coco en el mismo equipo, debido a ello se opta por escoger el sistema de trituración y molienda paralela, el cual cumple con todos los requerimientos planteados.

Por lo antes expuesto se necesita realizar una formulación de alternativas de solución para el sistema de trituración y otra para el sistema de molienda.

A continuación se realiza una descripción de los principales equipos que cumplen a cabalidad con cada una de las operaciones requeridas.

3.2.1. MAQUINARIA PARA LA TRITURACIÓN

Las consideraciones más importantes que deben cumplir una máquina en esta operación son trituración media y fina de las estopas, por lo cual los equipos que cumplen mejor estos requerimientos son:

3.2.1.1. ALTERNATIVA 1: Cortadora Rotatoria tipo “Picadora de forraje”

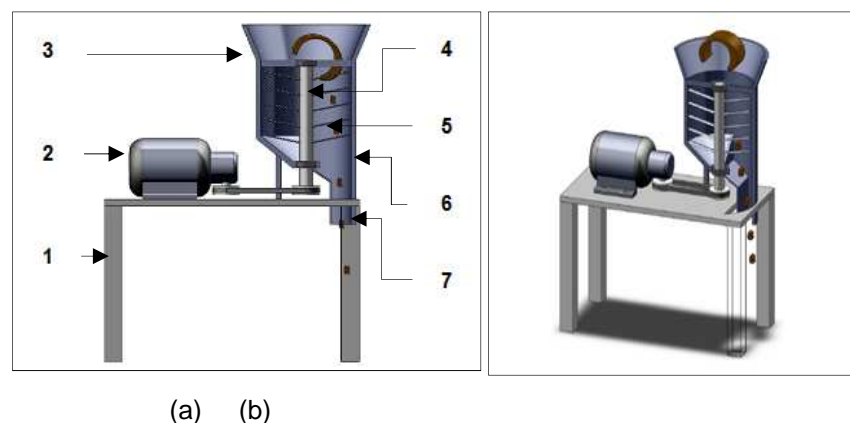


Fig. 3.1(a) Esquema de las partes constitutivas de una “Picadora de Forraje”
(b) Esquema de una “Picadora de Forraje” en pleno funcionamiento.

Partes constitutivas:

En la (figura 3.1) se puede visualizar que esta alternativa consta de las siguientes partes:

1. Bastidor
2. Motor eléctrico
3. Tolva de alimentación
4. Eje porta-cuchillas
5. Cuchillas
6. Cámara de corte
7. Tolva de descarga

Funcionamiento:

Las estopas de coco se depositan en la tolva de alimentación, las mismas que por efecto de la gravedad pasan directamente a la cámara de corte, ahí son cizalladas como resultado del movimiento rotatorio de las cuchillas que se encuentran empotradas perpendicularmente en el eje porta-cuchillas; mientras siguen descendiendo los fragmentos de las estopas, éstos son seccionados más finamente hasta que llegan al fondo de la cámara y resbalan por la tolva de salida.

Ventajas:

- Son apropiados para cortar materiales blandos y fibrosos.
- Las tareas de operación y mantenimiento son sencillas
- Dependiendo de la configuración del sistema generalmente son pequeñas con un bajo peso.
- La adquisición de las cuchillas es relativamente fácil por su uso general.
- Tienen un costo medio.

Desventajas:

- Operan preferencialmente con materiales que contienen un alto porcentaje de humedad.
- La producción de elementos cizallados es alta, con una considerable cantidad de elementos heterogéneos.
- Al operar elementos con una mayor cantidad de humedad, tiene una gran tendencia a corroerse más rápidamente.

3.2.1.2. ALTERNATIVA 2: Trituradora de cuchillas múltiples

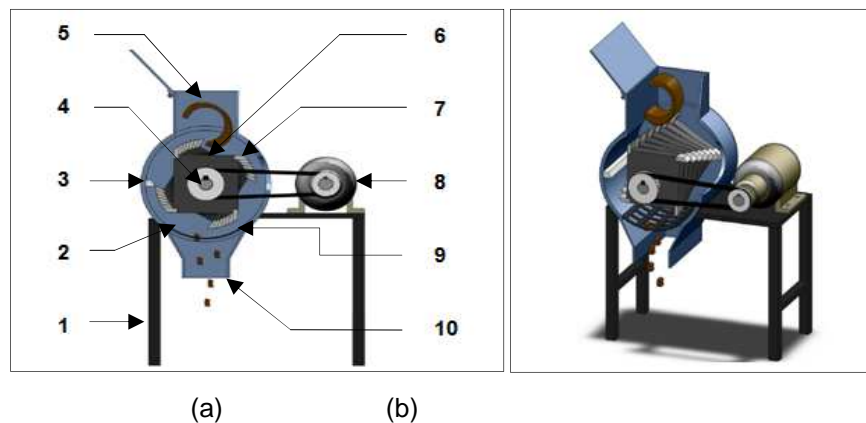


Fig. 3.2(a) Esquema de las partes constitutivas de una "Trituradora de cuchillas"
(b) Esquema de una "Trituradora de cuchillas" en pleno funcionamiento.

Partes constitutivas:

En la (figura 3.2) se puede visualizar que esta alternativa consta de las siguientes partes:

1. Bastidor
2. Cámara de trituración
3. Barras soporte y cuchillas fijas
4. Eje porta-discos
5. Tolva de alimentación
6. Discos porta-cuchillas

7. Cuchillas móviles
8. Motor eléctrico
9. Tamiz
10. Tolva de descarga

Funcionamiento:

Las estopas de coco se depositan en la tolva de alimentación, las cuales pasan directamente a la cámara de trituración, ahí son arrastradas por las navajas móviles que se encuentran empotradas en las esquinas de una serie de discos cuadrangulares ubicados escalonadamente en el eje porta-discos, el material es desplazado hasta llegar a las cuchillas fijas donde se realiza el proceso de cizallamiento; los fragmentos menores de estopa que se generan por esta operación permanecen poco tiempo en la cámara; apenas alcanzan un tamaño menor al de las aberturas de malla del tamiz, pasan a través de la misma saliendo velozmente por la tolva de descarga.

Ventajas:

- Son apropiados para la trituración de todo tipo de material.
- La generación de calor durante el proceso de trituración es bajo.
- Tienen una alta producción de elementos homogéneos.
- La disposición de las cuchillas ejecutan operaciones de desgarre y corte.
- Las tareas de mantenimiento son relativamente fáciles.

Desventajas:

- El espesor del material de partida no debe exceder el tamaño de las cuchillas.
- Necesitan una cámara de trituración más robusta lo cual incide considerablemente en su tamaño, peso y costo.

3.2.1.3. ALTERNATIVA 3: Trituradora de martillos fijos

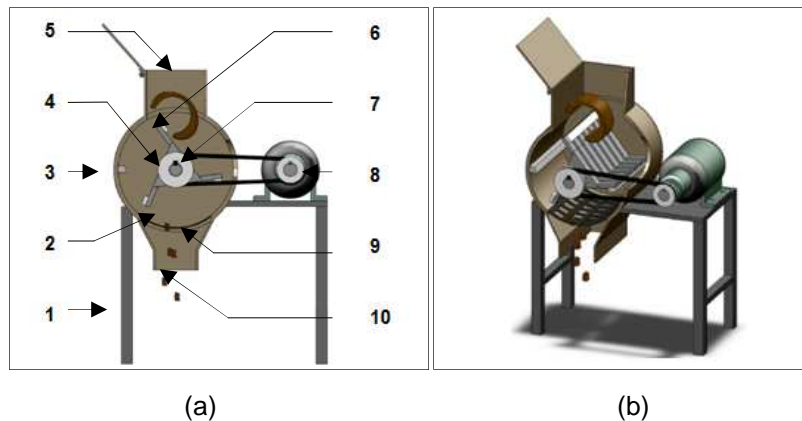


Fig. 3.3(a) Esquema de las partes constitutivas de un “Molino de Martillos Fijos”

(b) Esquema de una “Trituradora de Martillos Fijos” en pleno funcionamiento

Partes constitutivas:

En la (figura 3.3) se puede visualizar que esta alternativa consta de las siguientes partes:

1. Bastidor
2. Cámara de trituración
3. Barras de impacto
4. Eje porta-discos
5. Tolva de alimentación
6. Martillos
7. Discos porta-martillos
8. Motor eléctrico
9. Tamiz
10. Tolva de descarga

Funcionamiento:

Las estopas de coco pasan por la tolva de alimentación cayendo directamente a la cámara de trituración; allí entran en el campo de acción del rotor con sus barras móviles que están conectadas a una serie de martillos fijos; el material es arrastrado hasta llegar a las barras de impacto donde son seccionadas por efecto

del golpeteo sucesivo que producen las barras móviles; los fragmentos menores que se generan de este proceso, pasan por los orificios del tamiz y salen por la tolva de descarga, mientras que los elementos que son seccionados incorrectamente se quedan en el tamiz y son arrastrados nuevamente sufriendo el mismo proceso anterior hasta que se produce una evacuación total del material de partida.

Ventajas:

- Apropriados para todo tipo de material.
- Las tareas de operación son sencillas, por lo cual no se requiere de personal calificado para su control.
- Alta producción de trituración de elementos homogéneos
- Baja generación de calor durante la fase de trituración.

Desventajas:

- Funcionan a altas revoluciones por lo cual están sujetos a altas vibraciones.
- Existe la posibilidad de atascamiento de materiales fibrosos en los martillos, disminuyendo de esta forma su rendimiento.
- Debido a su configuración pueden utilizar un gran volumen incidiendo en su tamaño, peso y costo considerablemente.

3.2.2. MAQUINARIA PARA LA MOLIENDA

Las consideraciones más importantes que debe cumplir una máquina en esta operación son molienda grosera de fragmentos menores de estopa de coco, por lo cual los equipos que cumplen mejor estos requerimientos son:

3.2.2.1. ALTERNATIVA 1: Molino de martillo con paletas móviles.

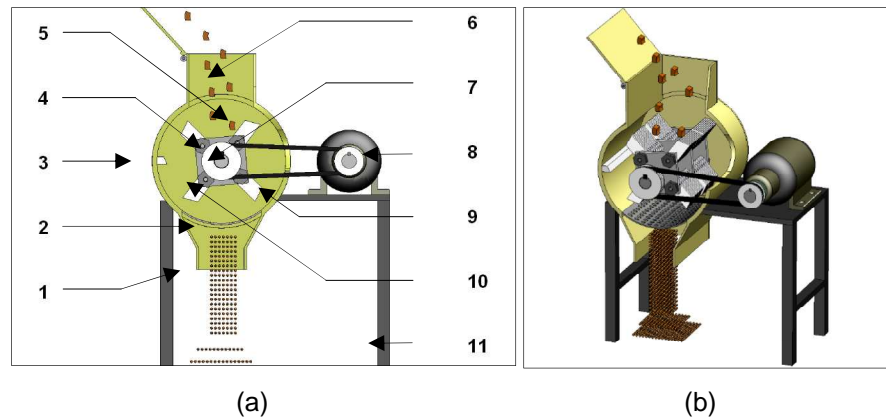


Fig. 3.4(a)Esquema de las partes constitutivas de un “Molino de martillos móviles”

(b) Esquema de una “Molino de martillos móviles” en pleno funcionamiento.

Partes constitutivas:

En la (figura 3.4) se puede visualizar que esta alternativa consta de las siguientes partes:

1. Tolva de descarga
2. Tamiz
3. Barras de impacto
4. Discos porta-martillos
5. Martillos
6. Tolva de alimentación
7. Eje porta-discos
8. Motor eléctrico
9. Cámara de molienda
10. Ejes porta-martillos
11. Bastidor

Funcionamiento:

Los fragmentos de estopa de coco provenientes del proceso de trituración atraviesan la tolva de alimentación y pasan directamente a la cámara de

molienda, de este modo los fragmentos son arrastrados por una serie de martillos móviles hasta llegar a las barras de impacto; lugar en el cual se produce la molienda debido al impacto y desgarramiento sucesivo de los martillos sobre el material de partida; los elementos molturados correctamente salen disparados atravesando el tamiz clasificador y la tolva de descarga; y los elementos que no cumplen con este proceso son arrastrados e impactados nuevamente hasta que su pulverización se dé por completo.

Ventajas:

- Son apropiados para molturar materiales de todo tipo.
- Las tareas de operación y mantenimiento son sencillas
- Dependiendo de la configuración del sistema generalmente ocupan volúmenes pequeños.
- Tienen una alta producción de partículas con granulometrías muy bajas.
- El material de salida es homogéneo, y no requiere sistemas adicionales para la evacuación de los mismos.

Desventajas:

- No son recomendables para materiales abrasivos.
- Producen contaminación del producto terminado.
- Sus costos son medianos por el alto número de partes que los componen.

3.2.2.2. ALTERNATIVA 2: Molino de disco único

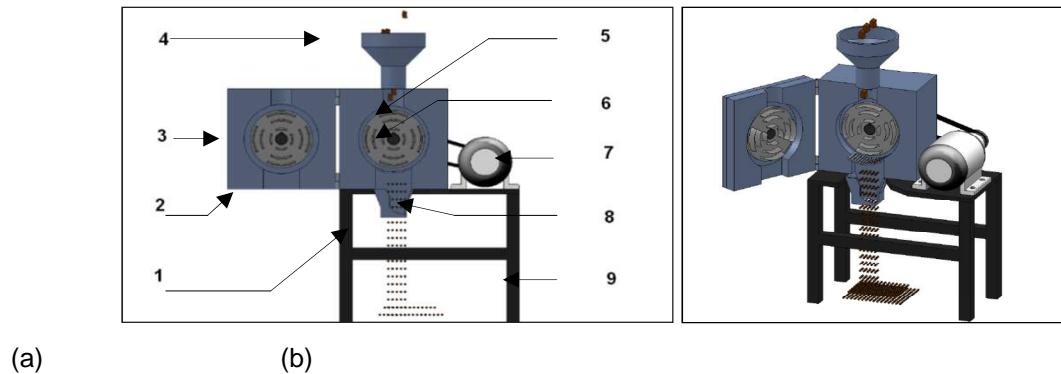


Fig. 3.5(a) Esquema de las partes constitutivas de un "Molino de disco único"

(b) Esquema de un "Molino de disco único" en pleno funcionamiento.

Partes constitutivas:

En la (figura 3.5) se puede visualizar que esta alternativa consta de las siguientes partes:

1. Tolva de descarga
2. Carcasa
3. Disco estriado fijo
4. Tolva de alimentación
5. Disco estriado móvil
6. Eje porta-discos
7. Motor eléctrico
8. Cámara de molienda
9. Bastidor

Funcionamiento:

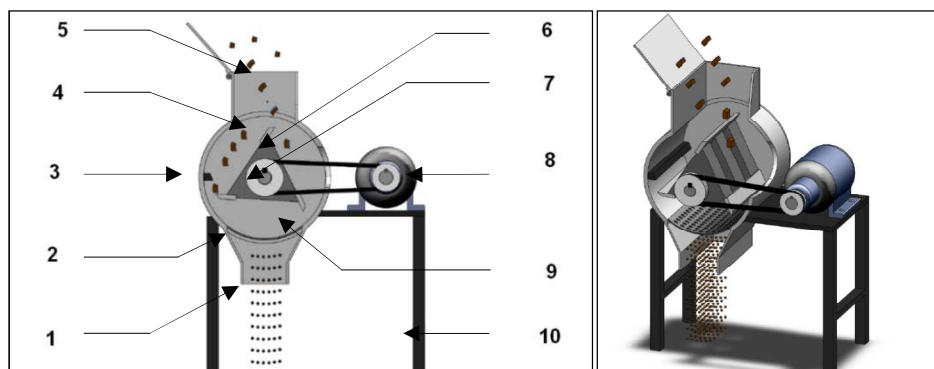
Al igual que en el proceso anterior, los fragmentos de estopa de coco pasan directamente a la cámara de molienda; allí son comprimidos por los discos fijo y móvil; como resultado del movimiento rotatorio del disco estriado móvil se produce el cizallamiento de los fragmentos hasta ser pulverizados por completo; de esta forma pueden desalojar la cámara de molienda y salir por la tolva de descarga.

Ventajas:

- Pueden reducir fácilmente el tamaño de las partículas secas o húmedas.
- Son de fácil manipulación y mantenimiento.
- Producen elementos con baja granulometría.

Desventajas:

- Su costo es alto por su complejidad en la fabricación.
- Baja producción por la configuración limitada de la cámara de molienda.
- Es necesario un adecuado control del sistema de alimentación.
- El desgaste de las estrías de los discos es acelerado, cuando se procesan materiales muy duros, con lo cual su vida útil se reduce.

3.2.2.3. ALTERNATIVA 3: Molino de triple navaja.

(a) (b)

Fig. 3.6(a) Esquema de las partes constitutivas de un “Molino de triple navaja”

(b) Esquema de una “Molino de triple navaja” en pleno funcionamiento.

Partes constitutivas:

En la (figura 3.1) se puede visualizar que esta alternativa consta de las siguientes partes:

1. Tolva de descarga
2. Tamiz
3. Barras soporte y cuchillas fijas
4. Cuchillas móviles
5. Tolva de alimentación
6. Discos porta-cuchillas
7. Eje porta-discos
8. Motor eléctrico
9. Cámara de molienda
10. Bastidor

Funcionamiento:

Del mismo modo que en los procesos anteriores, los fragmentos de estopa pasan por la tolva de alimentación, cayendo directamente a la cámara de molienda. Allí entran en el campo de acción del rotor con sus 3 cuchillas de corte, y son molturados entre estas y las cuchillas fijas que se encuentran empotradas en las barras soporte incorporados en las paredes de la carcasa; esta operación se repite hasta que el material esté completamente molturado y listo para atravesar los orificios del tamiz.

Ventajas:

- Son apropiados para molturar materiales de todo tipo.
- Las tareas de operación y mantenimiento son sencillas
- Alta producción de partículas con granulometrías muy bajas.
- El material de salida es homogéneo, y no requieren sistemas adicionales para la evacuación de los mismos.

Desventajas:

- El espesor de la materia prima no debe exceder el tamaño de las cuchillas.
- Existe la posibilidad de atascamiento del material en las cuchillas.

3.3. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

De acuerdo a la ponderación de los parámetros más relevantes que cumplan la mayoría de las especificaciones técnicas para este proceso, se realizará la selección más conveniente para el diseño planteado.

Para la valoración de las alternativas de solución se evaluará cada una de sus ventajas y desventajas.

3.3.1. PARÁMETROS DE SELECCIÓN

Los principales factores que se deben considerar para la selección de la alternativa más conveniente son:

- Homogeneidad de los fragmentos y partículas de salida
- Capacidad de operación
- Costo de construcción
- Facilidad de mantenimiento
- Vida útil

3.3.2. EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN MEDIANTE EL MÉTODO ORDINAL CORREGIDO DE CRITERIOS PONDERADOS

A continuación se realiza un análisis conjunto de las alternativas de solución tanto para las máquinas que efectúan las operaciones de trituración y molienda con el método ordinal corregido de criterios ponderados, ya que los mismos parámetros de evaluación son válidos para ambos conjuntos.

ALTERNATIVAS:

Equipos para la trituración:

- ALTERNATIVA A: Cortadora Rotatoria tipo “Picadora de forraje”
- ALTERNATIVA B: Trituradora de cuchillas múltiples
- ALTERNATIVA C: Trituradora de martillos fijos

Equipos para la molienda:

- ALTERNATIVA A-1: Molino de martillo con paletas móviles.
- ALTERNATIVA B-1: Molino de disco único
- ALTERNATIVA C-1: Molino de triple navaja.

EVALUACIÓN DE LOS CRITERIOS

Tabla 3.2 Evaluación del peso específico de cada criterio de valoración.

Homogeneidad > Capacidad de producción > Costo de construcción > Facilidad de mantenimiento > Vida útil							
Criterio	Homog.	Producción	Costos	Mantenimiento	Vida	$\Sigma+1$	Peso E.
Homogeneidad	-	1	1	1	1	5	0,33
Producción	0	-	1	1	1	4	0,27
Costos	0	0	-	1	1	3	0,20
Mantenimiento	0	0	0	-	1	2	0,13
Vida útil	0	0	0	0	-	1	0,07
SUMA						15	1,00

Tabla 3.3 Evaluación del peso específico del criterio “Homogeneidad del Producto de salida”

Estudio de equipos para la Trituración		Alternativa B = Alternativa C > Alternativa A			
Diámetro medio de las partículas de salida	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A	-	0	0	1	0,17
Alternativa B	1	-	0,5	2,5	0,42
Alternativa C	1	0,5	-	2,5	0,42
SUMA				6	1,00

Continuación de la Tabla 3.3:

Estudio de equipos para la Molienda		Alternativa A-1 = Alternativa B-1 = Alternativa C-1			
Diámetro medio de las partículas de salida	Alternativa A-1	Alternativa B-1	Alternativa C-1	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A-1	-	0,5	0,5	2	0,33
Alternativa B-1	0,5	-	0,5	2	0,33
Alternativa C-1	0,5	0,5	-	2	0,33
SUMA				6	1

Tabla 3.4 Evaluación del peso específico del criterio “Capacidad de Producción”

Estudio de equipos para la Trituración		Alternativa A = Alternativa B = Alternativa C			
Cantidad de producto terminado	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A	-	0,5	0,5	2	0,33
Alternativa B	0,5	-	0,5	2	0,33
Alternativa C	0,5	0,5	-	2	0,33
SUMA				6	1

Estudio de equipos para la Molienda		Alternativa A-1 = Alternativa C-1 > Alternativa B-1			
Cantidad de producto terminado	Alternativa A-1	Alternativa B-1	Alternativa C-1	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A-1	-	1	0,5	2,5	0,42
Alternativa B-1	0	-	0	1	0,17
Alternativa C-1	0,5	1	-	2,5	0,42
SUMA				6	1

Tabla 3.5 Evaluación del peso específico del criterio “Costos de construcción”

Estudio de equipos para la Trituración		Alternativa A > Alternativa B > Alternativa C			
Menor costo de los elementos.	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A	-	1	1	3	0,50
Alternativa B	0	-	1	2	0,33
Alternativa C	0	0	-	1	0,17
SUMA				6	1

Estudio de equipos para la Molienda		Alternativa A-1 = Alternativa B-1 = Alternativa C-1			
Menor costo de los elementos.	Alternativa A-1	Alternativa B-1	Alternativa C-1	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A-1	-	0,5	0,5	2	0,33
Alternativa B-1	0,5	-	0,5	2	0,33
Alternativa C-1	0,5	0,5	-	2	0,33
SUMA				6	1

Tabla 3.6 Evaluación del peso específico del criterio “Facilidad de mantenimiento”

Estudio de equipos para la Trituración		Alternativa A > Alternativa B = Alternativa C			
Menor número de partes	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A	-	1	1	3	0,50
Alternativa B	0	-	0,5	1,5	0,25
Alternativa C	0	0,5	-	1,5	0,25
SUMA				6	1

Estudio de equipos para la Molienda		Alternativa B-1 > Alternativa A-1 = Alternativa C-1			
Menor número de partes	Alternativa A-1	Alternativa B-1	Alternativa C-1	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A-1	-	0	0,5	1,5	0,25
Alternativa B-1	1	-	1	3	0,50
Alternativa C-1	0,5	0	-	1,5	0,25
SUMA				6	1

Tabla 3.7 Evaluación del peso específico del criterio “Vida útil”

Estudio de equipos para la Trituración				Alternativa A = Alternativa B = AlternativaC	
Tiempo de vida útil	Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A	-	0,5	0,5	2	0,33
Alternativa B	0,5	-	0,5	2	0,33
Alternativa C	0,5	0,5	-	2	0,33
SUMA				6	1

Estudio de equipos para la Molienda				Alternativa A-1 = Alternativa B-1 = AlternativaC-1	
Tiempo de vida útil	Alternativa A-1	Alternativa B-1	Alternativa C-1	$\Sigma+1$	Pond.
Alternativa A-1	-	0,5	0,5	2	0,33
Alternativa B-1	0,5	-	0,5	2	0,33
Alternativa C-1	0,5	0,5	-	2	0,33
SUMA				6	1

3.3.3. CONCLUSIONES

Tabla 3.8 Tablas de conclusiones

Estudio de equipos para la Trituración												
SOLUCIONES	Homogeneidad		Producción		Costos		Mantenimiento		Vida útil		Σ	Prioridad
	Pond.	Peso	Pond.	Peso	Pond.	Peso	Pond.	Peso	Pond.	Peso		
Alternativa A	0,17	0,33	0,33	0,27	0,50	0,20	0,50	0,13	0,33	0,07	0,33	2
Alternativa B	0,42	0,33	0,33	0,27	0,33	0,20	0,25	0,13	0,33	0,07	0,35	1
Alternativa C	0,42	0,33	0,33	0,27	0,17	0,20	0,25	0,13	0,33	0,07	0,32	3

Según la evaluación de criterios ponderados existe una muy pequeña diferencia entre las tres alternativas analizadas, siendo la alternativa B (Trituradora de cuchillas múltiples) la mejor solución para efectuar la operación de trituración de las estopas de coco, ya que su sistema de cizalladura presenta mejores resultados al seccionar estos materiales en fragmentos prismáticos más regulares, elementos que se pueden distribuir directamente en el mercado como sustrato fragmentado.

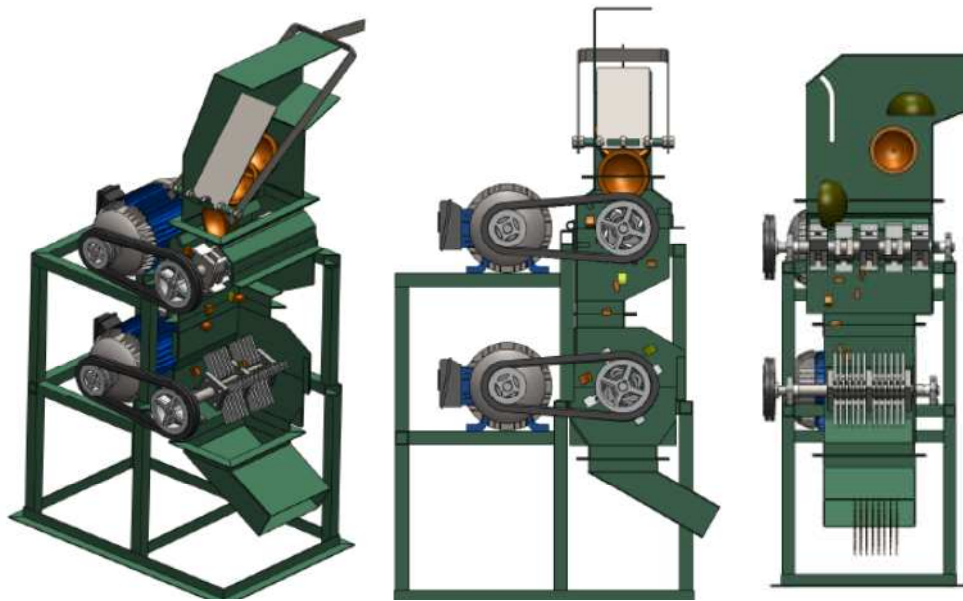
Estudio de equipos para la Molienda												
SOLUCIONES	Homogeneidad		Producción		Costos		Mantenimiento		Vida útil		Σ	Prioridad
	Pond.	Peso	Pond.	Peso	Pond.	Peso	Pond.	Peso	Pond.	Peso		
Alternativa A-1	0,33	0,33	0,42	0,27	0,33	0,20	0,25	0,13	0,33	0,07	0,34	1
Alternativa B-1	0,33	0,33	0,17	0,27	0,33	0,20	0,50	0,13	0,33	0,07	0,31	3
Alternativa C-1	0,33	0,33	0,42	0,27	0,33	0,20	0,25	0,13	0,33	0,07	0,34	2

El análisis de criterios ponderados indica que la alternativa A-1 y C-1 cuentan con el mayor porcentaje, difiriendo levemente de la alternativa restante; los sistemas que cuentan con la mayor valoración coinciden en puntaje, lo cual demuestra que cualquiera de las dos opciones puede efectuar la operación de molienda sin ningún inconveniente, pero se selecciona la primera alternativa (Molino de martillos móviles) ya que en la práctica son los equipos más recomendados para la molturación de elementos semejantes a los fragmentos de estopa de coco porque basan su funcionamiento en la compresión, fricción y cizalladura de forma combinada en un solo punto de aplicación.

3.3.4. ANÁLISIS DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Inicialmente se escogió la opción de un conjunto de sistemas que efectúen las operaciones de trituración y molienda de las estopas de coco en sentido paralelo descendente; seleccionándose el sistema de una trituradora de cuchillas múltiples y un molino de martillos móviles para realizar la primera y segunda operación respectivamente, como se puede observar en la (figura 3.7).

El sistema de trituración cuenta con una tolva de carga, una cámara de trituración en la cual se hallan una serie de cuchillas ubicadas escalonadamente, las mismas que desarrollan la operación de cizalladura de las estopas por el efecto rotatorio que adquieren de un eje de transmisión que gira a una gran velocidad, a mas de ello cuenta con un tamiz clasificador y una tolva de descarga; y su grado de desintegración corresponde a 6; valor acorde para el proceso de trituración.



(a) (b)(c)

Fig. 3.7(a) Esquema de la alternativa seleccionada, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista lateral.

El sistema de molienda es muy parecido en su estructura al sistema de trituración diferenciándose únicamente en los dispositivos que efectúan la desintegración del material de partida, con lo cual este sistema cuenta con una tolva de carga la misma que corresponde a la tolva de descarga del proceso anterior, cuenta también con una cámara de molienda en la cual se disponen una serie de paletas giratorias espaciadas correctamente y ubicadas de forma alternada para ocupar una mayor área de desgarramiento del material, estos elementos adquieren su movimiento rotatorio de un eje de transmisión que gira a una mayor velocidad respecto al sistema anterior, por ultimo cuenta con un tamiz clasificador y una tolva de descarga; su grado de desintegración corresponde a 15, el cual se encuentra en el rango de los valores descritos para los procesos de molienda.

La selección de los dos sistemas se basó en que ambos pueden realizar la molturación de elementos sólidos secos, al contar con un tamiz clasificador se garantiza la homogeneidad del producto de salida, a mas de ello se tratan de sistemas sencillos con lo cual su mantenimiento y operación son fáciles de efectuar y los elementos mecánicos que lo conforman pueden ser adquiridos en el mercado local.

CAPÍTULO IV

4. DISEÑO DE LOS SISTEMAS MECÁNICOS

4.1. TRITURACIÓN

4.1.1. PARÁMETROS DE DISEÑO

4.1.1.1. Determinación de la capacidad

La producción de sustratos granulado y fragmentado de coco, en nuestro país es nula, sin embargo existe una comercialización considerable de estos productos en nuestro medio; la cantidad distribuida no es clara debido a la inexistencia de un registro apropiado de la misma. Este tipo de sustratos al ser productos nuevos en nuestro mercado, se espera que tengan una demanda relativamente baja, por lo cual la producción de ambos sustratos debe ser reducida al principio mientras dura su difusión. Por tal motivo para el desarrollo del presente proyecto se estima una producción baja de 45 kg/h, con lo cual se guarda una buena relación con la capacidad de alimentación manual, una carga horaria de 8 h/día y la posibilidad de producir fragmentos de estopa de 25x25x10 mm.

Por lo tanto, el número de estopas por minuto es:

$$N_e = \frac{m_p}{m_e \cdot 60} (4.1)$$

Donde:

N_e = Número de estopas por minuto

m_p = Masa de producción por hora

m_e = Masa de una estopa de coco (0,100 kg)

$$N_e = 8$$

Ocho estopas por minuto deben ser seccionadas durante el proceso de trituración, guardando muy buena relación con el proceso de pulverización posterior.

4.1.1.2. Determinación de la fuerza específica de corte (τ_c)

La fuerza específica de corte corresponde a la resistencia por unidad de superficie que presenta un material al momento de ser cortado; es conocido también como “Esfuerzo unitario de desgarramiento” y varía según la naturaleza del material, la sección de corte y la velocidad de corte. Debido a la escasa información de la estopa de coco referente al presente tema, fue necesaria la realización de una investigación experimental, de la cual se concluyó lo siguiente (Ver TABLA A-2.1 del **Anexo 2**):

Tabla 4.1 Fuerza específica de corte promedio de la estopa de coco

τ_c	F_c	V_{probeta}	p_c	a_c	L_{probeta}	v_{ce}	
$\tau_c = \frac{F_c}{A_c}$							
MPa	N	mm ³	mm	mm	mm	mm/min	
18,7	2500	6690	6	22,3	50	10	
18,4	3700	10080	6	33,6	50	10	
18,6	3100	8385	6	28,00	50	10	Promedio

F_c : Fuerza de corte; V_{probeta} : Volumen de la probeta; p_c : Profundidad de corte; a_c : Ancho de corte
 L_{probeta} : Longitud de la probeta; v_{ce} : Velocidad de corte experimental.

Cabe indicar que la fuerza específica de corte tiene una relación inversamente proporcional con la velocidad de corte aplicada; de tal forma que el valor experimental de 19,0 MPa puede ser asumido como la τ_c máxima para cizallar estopas de coco para cualquier v_c superior al valor experimental de 10 mm/min (0,17 mm/s). Al analizar este valor con una serie de materiales, se denota que está muy por debajo de los materiales más débiles comúnmente procesados como la madera y los materiales sintéticos.

4.1.1.3. Determinación de la velocidad de corte (v_c)

La velocidad de corte corresponde al número de metros que el material es seccionado en un segundo de operación.

Al determinar que la estopa de coco tiene una resistencia al corte inferior a la de los materiales sintéticos, se la puede relacionar a esta familia sin ningún inconveniente; de tal forma que la v_c recomendada para procesar esta clase de materiales está en el rango de 5 y 28 m/s (300 y 1700 m/min). Debido a que las estopas de coco tienen un espesor aproximado de 10 mm se estima una v_c baja de 11 m/s (660 m/min), con lo cual se guarda una buena relación con la velocidad de alimentación que esta predominada por la aceleración de la gravedad.

$$v_{\text{cútil}} = 11 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 660 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

La velocidad de corte estimada está en el rango de las velocidades comúnmente utilizadas para el procesamiento de la madera en sus diversas aplicaciones.

4.1.1.4. Rendimiento mecánico de la máquina (η_m)

El rendimiento de la máquina corresponde a su eficiencia en una escala del cien por ciento. Para el presente sistema mecánico, los factores que influyen directamente son; la transmisión por bandas y los rodamientos.

El rendimiento de la máquina es:

$$\eta_m = \eta_1 \cdot \eta_2 \quad (4.2)$$

Donde:

$\eta_1 = 0,90^{15}$ (transmisión por cadenas o bandas)

$\eta_2 = 0,90$ (rodamientos)

$$\eta_m = 0,86$$

¹⁵ SHIGLEY, J.E, (1985); "*Diseño en Ingeniería Mecánica*", 4ta. Ed., Mexico, Ed. McGRAW-HILL, p. 814

4.1.1.5. Determinación de la potencia efectiva de rotor (P_{rotor})

El cálculo de la potencia efectiva del rotor para el proceso de trituración se basa en una variante de la norma ASTM D732 para ensayos de prueba de corte, con lo cual la P_{rotor} guarda un factor de seguridad de 2,5; y se puede evaluar de la siguiente manera:

$$P_{\text{rotor}} = \frac{33,32 \cdot \tau_c \cdot V_{\text{probeta}}}{86600 \cdot t_c \cdot \eta_m} (\text{HP}) \quad (4.3)$$

Donde:

τ_c : Fuerza específica de corte en (psi) (19 MPa = 2765 psi)

V_{probeta} : Volumen de la probeta en (pulg³) (8385 mm³ = 0,51 pulg³)

t_c : Tiempo de corte en (s) (Tiempo estimado para el proceso 0,25 s)

Por lo tanto la potencia efectiva del rotor es:

$$P_{\text{rotor}} = 1.895 \text{ W}$$

De tal forma, para el proceso de trituración de las estopas de coco se requiere una potencia efectiva en el rotor de 1,9 kW (2,5 HP) aproximadamente.

Según el análisis de la potencia del motor (P_{motor}) y la selección respectiva de este equipo para el proceso de trituración en la **sección 4.1.2.3.1**, la potencia efectiva real del rotor (P_{rotor}^r) corresponde a 2,3 kW (3,1 HP).

4.1.2. DISEÑO MECÁNICO

Los sistemas que conforman el proceso de trituración son:

- Sistema de alimentación
- Sistema de corte
- Sistema de transmisión de potencia
- Sistema de descarga

4.1.2.1. Diseño del sistema de alimentación

Las principales consideraciones que rigen el diseño del sistema de alimentación son:

- Alimentación manual
- Procesamiento de ocho estopas por minuto ($15,4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$)
- Efecto de rebote hacia arriba de las estopas después de cada cizallamiento.

De tal forma que es necesario diseñar una tolva que se ubique en la parte superior de la cámara de trituración, alineada al centro del eje central de rotación, con un apisonador que evite que las estopas de coco salgan disparadas hacia arriba, como se puede observar en la (figura 4.1). A continuación se detalla el dimensionamiento de la tolva de alimentación y su respectivo apisonador:

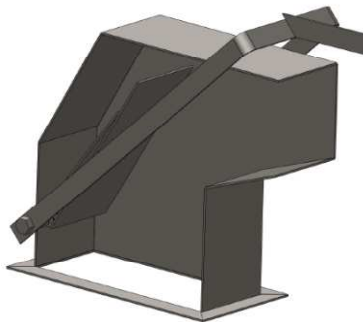
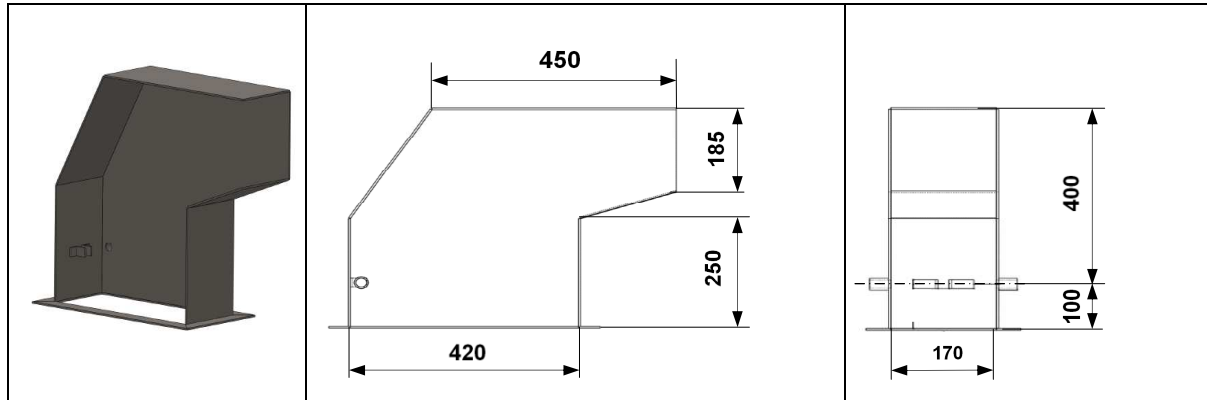


Fig. 4.1 Esquema del sistema de alimentación

4.1.2.1.1. Dimensionamiento de la tolva de carga

La geometría de una estopa completamente seca corresponde a un casco esférico hueco de 80 mm de radio y 10 mm de espesor; su apilamiento dentro de la tolva es variable por efecto de la caída libre que experimenta al momento del ingreso; por lo tanto el dimensionamiento de la tolva debe estar regido a la máxima longitud que presenta el material de partida con la conjetura que se situarán dos estopas en paralelo en la base de la cavidad. Su esquema se muestra a continuación en la (figura 4.2):



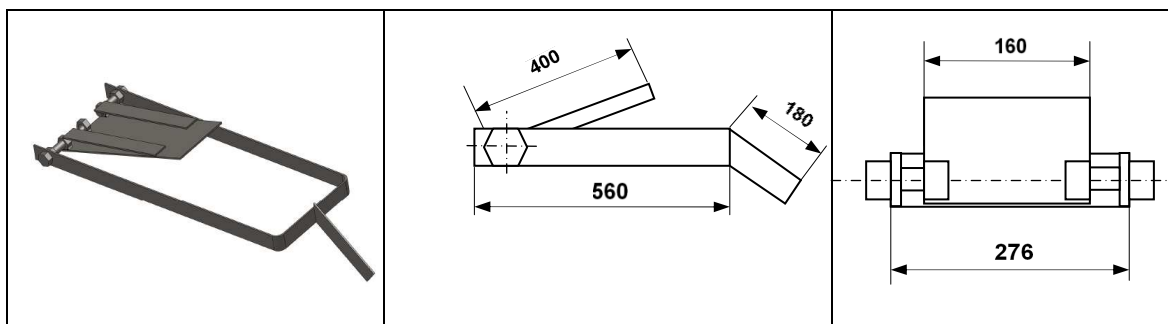
(a) (b)(c)

Fig. 4.2(a) Esquema de la tolva de alimentación, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista lateral.

La tolva de carga sirve como reservorio del material de partida y sus paredes como guía del apisonador, sufriendo de esta forma un esfuerzo mínimo, por lo cual el material seleccionado para su fabricación corresponde a un acero ASTM A-36 de 4 mm de espesor.

4.1.2.1.2. Dimensionamiento del apisonador

El apisonador cumple con las funciones de cubierta y regulador de alimentación de la tolva de carga, por lo cual su movimiento es paulatino hacia el fondo de la cavidad y consta de una plancha móvil, una palanca reguladora y dos guías de costado; la plancha pivota en las guías de costados las cuales se encuentran ubicadas a 100 mm de la base de la tolva, en la (figura 4.3) se puede visualizar su configuración.



(a) (b)(c)

Fig. 4.3(a) Esquema del apisonador, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista frontallateral.

Los materiales seleccionados para la fabricación del apisonador son:

- Plancha móvil: plancha rectangular de 4 mm de espesor (acero estructural ASTM A-36).
- Palanca: platina doblada en C de 38x4 mm (acero ASTM A-366).
- Guías de costados: pernos M20x100 de grado 4.6 y rosca basta.

4.1.2.2. Diseño del sistema de corte

El sistema seleccionado está conformado por una serie de cuchillas móviles y fijas con sus respectivos discos y barras soporte que están empotrados al eje de transmisión y a las paredes de la cámara de trituración respectivamente; como elementos auxiliares se tienen los pernos de sujeción de las cuchillas móviles y fijas; ver (figura 4.4).

Las cuchillas móviles se encuentran distribuidas en grupos de cuatro, y cada conjunto está desfasado 45° , lo cual incide en que se utilice una cantidad menor de la energía destinada para el proceso de cizalladura por parte del motor.

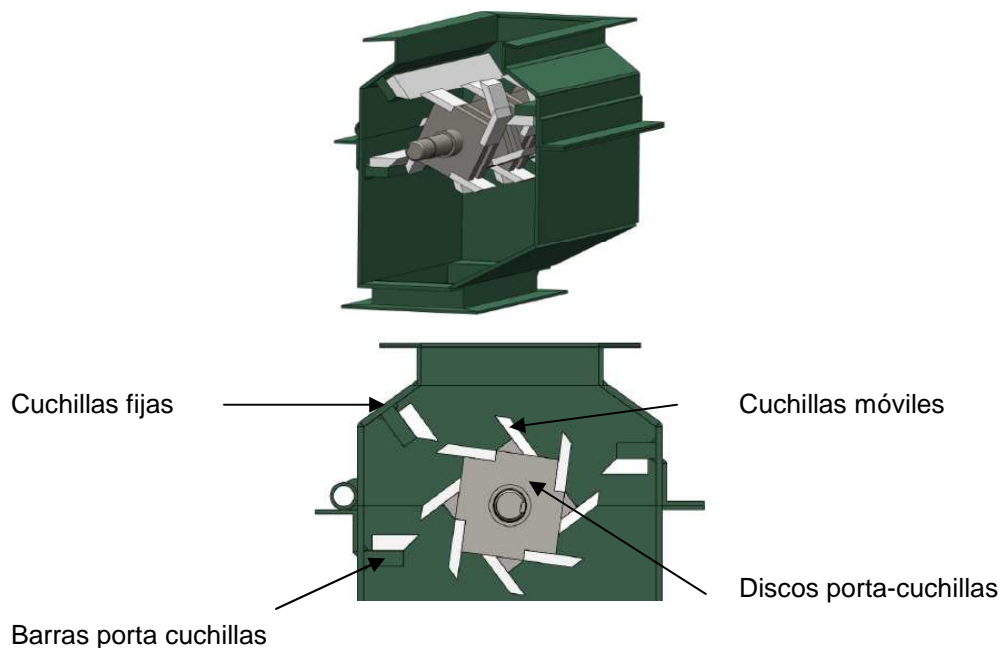


Fig. 4.4 Esquema del sistema de corte

4.1.2.2.1. Dimensionamiento de las cuchillas móviles

La longitud de las cuchillas deben sobrepasar el espesor del material a cortar y el ángulo de filo adecuado para obtener una mejor penetración debe ser menor o igual a 45° . Estos elementos deben garantizar una buena resistencia al desgaste por efecto de la abrasión, ya que las fibras de coco presentan un considerable contenido de silicio (0,7 %).

El material seleccionado para la fabricación de las navajas es un acero ASSAB DF-2 (SAE 01), porque presentan una buena maquinabilidad, una elevada dureza superficial, una gran tenacidad y facilidad de adquisición en el mercado local en llantas¹⁶ de 10 x 57 mm.

El esquema de las cuchillas fijas se muestra a continuación en la (figura 4.5).

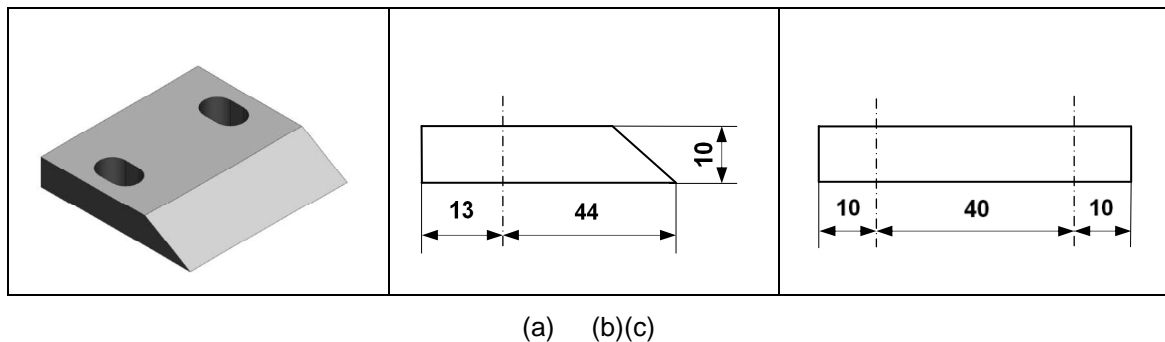


Fig. 4.5(a) Esquema de las cuchillas móviles, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista frontallateral.

El número de cuchillas móviles necesarias es:

$$N_{cm} = \frac{800000 \cdot P_{ef} \cdot \eta_{motor}}{m_{cm} \cdot r_g^2 \cdot n_z^3 \cdot f_f} \quad (4.4)$$

La potencia efectiva real del rotor en HP es:

$$P_{rotor}^r = 2,3 \text{ kW (3,1 HP)}$$

¹⁶Llantas de acero: Platinas de acero con espesores superiores a los 5 mm.

La eficiencia de un motor eléctrico generalmente es del 80%:

$$\eta_{\text{motor}} = 0,8$$

La masa de cada cuchilla móvil es:

$$m_{\text{cm}} = 0,24 \text{ kg}$$

El radio de giro (r_g) y la velocidad de giro del rotor (n_2), son determinados por la velocidad de corte útil (11 m/s) (Ver Fig. A-4.1 del **Anexo 4**); y sus valores respectivamente corresponden a:

$$r_g = 90 \text{ mm}$$

$$n_2 = 1.200 \text{ rpm}$$

El factor de forma de la cuchilla para una velocidad tangencial de 11 m/s se determina según la siguiente información:

Tabla 4.2 Factores de forma para cuchillas.

Velocidad tangencial (v_t)	Factor de forma (f_f)
(m/s)	
11	0,0330
17	0,0220
20	0,0160
23	0,0100
26	0,0080
30	0,0030
40	0,0015

Interpolación

Fuente: Fundamentos de diseño mecánico – García José.

$$f_f = 0,033$$

Por lo tanto:

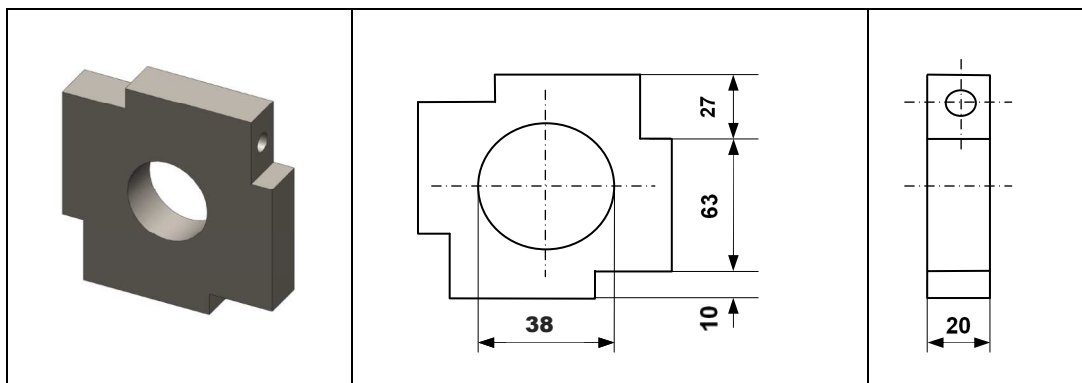
$$N_{cm} = 18$$

De acuerdo a la disposición de las cuchillas, el número de estos elementos de corte es múltiplo de 4, por lo cual se pueden utilizar 16 o 20; respecto a la capacidad de la máquina, el número adecuado de cuchillas corresponde a 20, con lo cual se ocuparán 5 grupos navajas separados entre sí una distancia de 25 mm para una mayor facilidad en el montaje.

4.1.2.2.2. Dimensionamiento de los discos porta-cuchillas

Estos elementos sirven como base de apoyo de las cuchillas móviles; las formas más comunes utilizadas para su construcción son triangulares, circulares y cuadrangulares, sobresaliendo esta última, por su facilidad en el proceso de construcción y balanceo.

De tal forma que la geometría de los discos porta-cuchillas corresponde a un prisma cuadrangular con un orificio central y destajes rectangulares en sus esquinas para el empotramiento del eje de transmisión y las cuchillas respectivamente, como se denota en la (figura 4.6), además deben contar con un adecuado espesor para las perforaciones laterales pertinentes.



(a) (b)(c)

Fig. 4.6 (a) Esquemade los discos porta-cuchillas, (b) Vista frontal, (c) Vista frontallateral.

Cálculo de los esfuerzos en el disco

Para efectos de cálculo se puede asumir un disco porta-cuchillas como un disco circular de radio **b** con un orificio central de radio **a**; los cuales están unidos fuertemente al eje de transmisión.

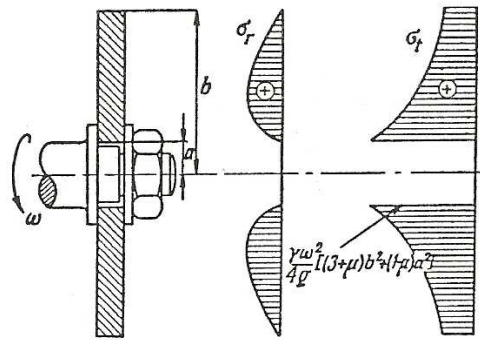


Fig. 4.7 Esfuerzos en discos giratorios

Los esfuerzos tangenciales (σ_t), son los más críticos, como se detalla en la (figura 4.7) y estos se pueden calcular de la siguiente manera:

$$\sigma_t = \frac{(3+\mu) \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \cdot \left[b^2 + a^2 + \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} - \left(\frac{1+3\mu}{3+\mu} \cdot r^2 \right) \right] \quad (4.5)$$

Donde:

$$r_g = 5a^{17}$$

$$b = 71 \text{ mm}$$

El valor de (**a**) también corresponde al radio del eje en el cual van a ir empotrados los discos, por lo cual, por la facilidad de adquisición en el mercado de barras de acero de 38 mm de diámetro; se asume que el valor de (**a**) corresponde 19 mm.

$$\omega = 126 \text{ rad/s } (n_2 = 1.200 \text{ rpm})$$

$$\rho_{\text{acero}} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,29 \text{ (razón de Poisson para el acero)}$$

¹⁷FEODOSIEV, (1985); "Resistencia de materiales", 3ra.ed, Editorial Moscú, MIR, p.308

El esfuerzo tangencial máximo se obtiene cuando $r = a$.

$$\sigma_{t \text{ máx}} = \frac{(3+\mu) \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \cdot \left[2b^2 + 2a^2 \cdot \left(\frac{1-\mu}{3+\mu} \right) \right] (4.6)$$

$$\sigma_{t \text{ máx}} = 0,52 \text{ MPa}$$

El esfuerzo tangencial mínimo se obtiene cuando $r = b$.

$$\sigma_{t \text{ mín}} = \frac{(3+\mu) \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \cdot \left[2a^2 + 2b^2 \cdot \left(\frac{1-\mu}{3+\mu} \right) \right] (4.7)$$

$$\sigma_{t \text{ mín}} = 0,15 \text{ MPa}$$

La amplitud de esfuerzo es:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{t \text{ máx}} - \sigma_{t \text{ mín}}}{2} (4.8)$$

$$\sigma_a = 0,19 \text{ MPa}$$

El esfuerzo medio es:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{t \text{ máx}} + \sigma_{t \text{ mín}}}{2} (4.9)$$

$$\sigma_m = 0,34 \text{ MPa}$$

Según el enfoque de Soderberg, el factor de seguridad a fatiga (n_s) del elemento es:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_s} (4.10)$$

El material seleccionado para la fabricación de los discos porta-cuchillas es un acero estructural ASTM A-36 por su buena capacidad de soldabilidad, el cual cuenta con un límite a la fluencia (S_y) de 250 MPa (36 kpsi) y un límite a la ruptura (S_{ut}) de 400 MPa (58 kpsi).

El límite de resistencia a la fatiga de la probeta para materiales dúctiles ($S_{ut} \leq 200$ kpsi) con una confiabilidad del 50% es:

$$S_e' = 0,5 S_{ut} (4.11)$$

$$S_e' = 200 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga del disco será:

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_v \cdot S_e' (4.12)$$

El factor de superficie (k_a) se evalúa según la siguiente premisa:

$$k_a = (A \cdot S_{ut}^b) (4.13)$$

Donde:

$$\left. \begin{array}{l} A = 56,1 \\ b = -0,719 \end{array} \right\} \text{ (Laminado en caliente ver TABLA A-4.1 del **Anexo 4**)}$$

$$k_a = 0,755$$

El factor de tamaño (k_b) se evalúa según la siguiente premisa:

$$k_b = 1,189 \cdot d^{-0.097}; \quad \text{Si } 8 < d < 250 \text{ mm} (4.14)$$

$$k_b = 0,786$$

El factor de carga (k_c) se determina según el tipo de carga que se aplica al elemento (ver Tabla 4.3).

$$k_c = 1$$

Tabla 4.3 Factores de carga

Tipo de carga	kc
Flexión	1
Axial	0,85
Torsión	0,59

Fuente: SHIGLEY, J.E; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., p. 282

El factor de temperatura (k_d) se evalúa según la siguiente premisa:

$$k_d = 1; \quad \text{Si } T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C}$$

El factor de confiabilidad (k_e) se determina según la TABLA A-4.2 del **Anexo 4**.

$$k_e = 1$$

El factor de efectos diversos (k_f), en este caso por concentradores de esfuerzos corresponde a:

$$k_f = 0,5$$

Por lo tanto:

$$S_e = 69 \text{ MPa (10 kpsi)}$$

Con lo cual el factor de seguridad a fatiga es:

$$n_s = 243$$

De tal forma que los esfuerzos producidos por la rotación inciden de una forma insignificante en el diseño de los discos porta-cuchilla, por lo cual el material seleccionado anteriormente es el apropiado; asumiéndose un espesor aproximado de 20 mm, con lo cual la masa de cada disco porta-cuchillas corresponde a:

$$m_{dcm} = 1,2 \text{ kg}$$

4.1.2.2.3. Dimensionamiento de las cuchillas fijas

Las cuchillas fijas actúan como placa base del material de partida en el instante que las cuchillas móviles efectúan el cizallamiento, por lo cual deben cubrir la longitud total de la cámara de trituración (400 mm); debido a esto se requieren tres de estos elementos que están colocadas diametralmente opuestas a 45° de acuerdo al diseño, sujetos a unas barras soporte que están soldadas en las paredes de la cámara. Al igual que las cuchillas móviles se ocupará para su fabricación un acero ASSAB DF-2, con un ángulo de filo de 45° garantizando de esta forma un correcto cizallamiento del material de partida, ver (figura 4.8)

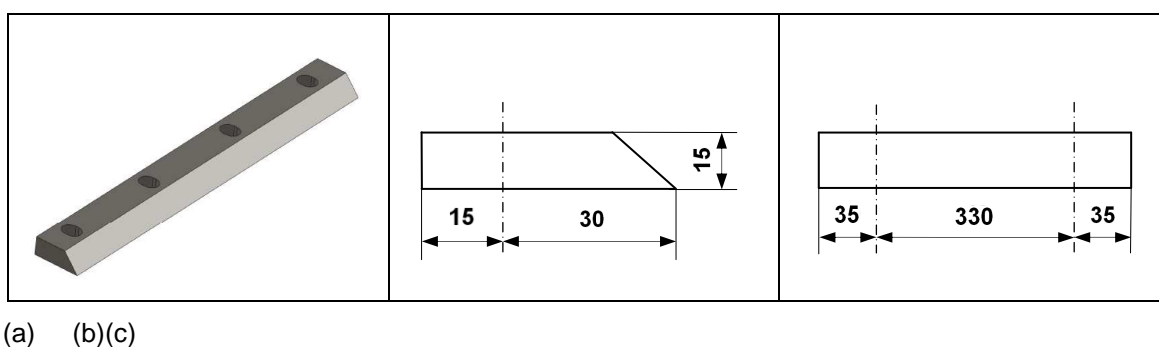


Fig. 4.8(a) Esquema de las cuchillas fijas, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista frontallateral.

4.1.2.2.4. Dimensionamiento de las barras porta-cuchillas

Estos elementos sirven como base de las cuchillas fijas por lo cual su geometría corresponde a una barra rectangular de 400x40x15 mm. Su esquema se muestra a continuación en la (figura 4.9).

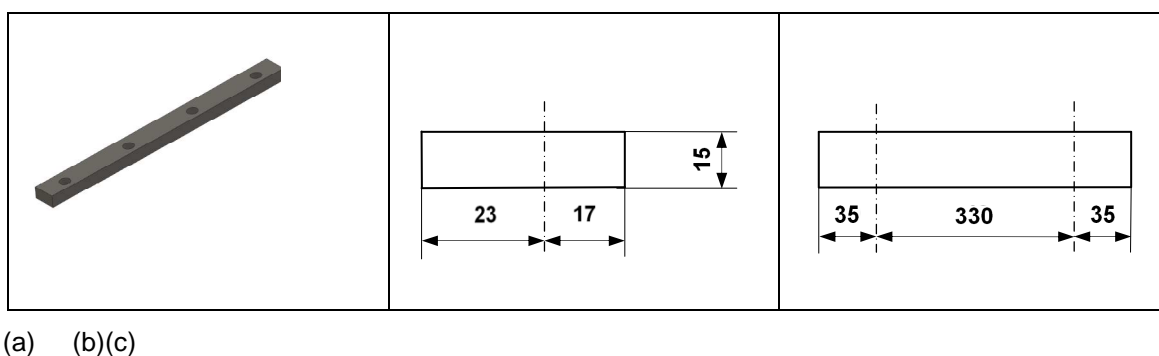


Fig. 4.9(a) Esquema de las barras porta-cuchillas, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista frontallateral.

Se escoge un acero estructural ASTM A-36 para su fabricación, ya que éste cumple a cabalidad los requisitos funcionales

Cálculo del cordón de soldadura

Las barras porta-cuchillas estarán sujetas a las caras laterales de la cámara de trituración por medio de tres cordones de soldadura alternados a lo largo de toda su borde, por tal motivo es muy importante su análisis, ya que él mismo debe soportar el torque producido por las cuchillas móviles en el instante que se produce el cizallamiento.

El cordón de rincón (filete) será realizado por arco eléctrico, siendo analizado según la AWS D1.1:2000, ver (figura 4.10).

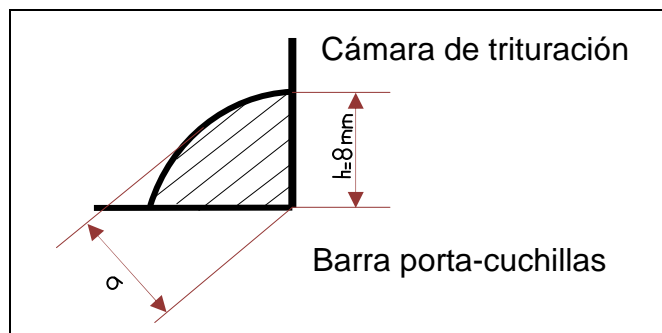


Fig. 4.10 Soldadura de filete (Barra porta-cuchillas y cámara de trituración)

La primera falla al corte a través de la cara lateral del cordón de soldadura por la fuerza producida en las cuchillas en el instante del cizallamiento es:

$$\tau_v = \frac{F_T}{A_f} \quad (4.15)$$

Donde:

τ_v : Primera falla al corte producido por la fuerza máxima de cizallamiento

F_T : Fuerza tangencial en la sección crítica del cordón de soldadura

A_f : Área total de la garganta de soldadura

La fuerza tangencial en la sección crítica del cordón de soldadura corresponde a la máxima carga que se aplica en cada una de las cuchillas en el instante del cizallamiento de las estopas (F_{cm}); por lo cual según la norma ASTM D732 esta fuerza se determina según la siguiente premisa:

$$F_{cm} = \frac{P_{rotor} \cdot r \cdot t_c}{N_{cm} \cdot L_{cm}} \quad (4.16)$$

Donde:

L_{cm} : Longitud de las cuchillas móviles (60 mm)

Según la configuración del sistema de corte el número de cuchillas (N_{cm}) corresponde a 4.

Con lo cual la fuerza tangencial en la sección crítica del cordón de soldadura es:

$$F_T = F_{cm} = 1920 \text{ N}$$

El área total de la garganta de la soldadura es:

$$A_f = \sqrt{2} \cdot h \cdot e; \quad h: \text{Altura efectiva del cordón de soldadura (8 mm)} \quad (4.17)$$

e : Espesor del material a ser soldado (15 mm)

$$A_f = 170 \text{ mm}^2$$

Con lo cual la falla al corte producido por la fuerza máxima de cizallamiento en el cordón de soldadura es:

$$\tau_v = 11,3 \text{ MPa}$$

La segunda falla al corte a través de la cara lateral del cordón de soldadura producida por el máximo momento torsor:

$$\tau_t = \frac{M \cdot c}{J} \quad (4.18)$$

Donde:

τ_t : Falla al corte producido por el máximo momento torsor

M: Momento torsor en las cuchillas

c: Separación del centroide hasta el grupo de soldadura ($e/2 = 7,5 \text{ mm}$)

J :Momento polar de inercia del grupo de soldadura

El momento torsor en las cuchillas es:

$$M = F_T \cdot b; \quad F_T = F_{TR} = 390 \text{ N} \quad (4.19)$$

b: Distancia de aplicación de carga (53 mm)

$$M = 20,67 \text{ Nm}$$

El momento polar de inercia del grupo de soldadura es:

$$J = \frac{h \cdot J_u}{\sqrt{2}} = \frac{h \cdot L \cdot e^2}{2 \cdot \sqrt{2}}; \quad L: \text{Longitud del cordón de soldadura (60 mm)} \quad (4.20)$$

$$J = 38184 \text{ mm}^3$$

Con lo cual la falla al corte producido por el máximo momento torsor en el cordón de soldadura es:

$$\tau_t = 4,1 \text{ MPa}$$

De modo que la falla total al corte es:

$$\tau_T = \sqrt{\tau_v^2 + \tau_t^2} \quad (4.21)$$

$$\tau_T = 12 \text{ MPa}$$

Entonces el factor de seguridad a fatiga para el cordón de soldadura según el criterio de Soderberg, se puede evaluar con la **ecuación (4.10)**.

$$\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{sy}} = \frac{1}{n_s}$$

Donde:

$$\tau_m = \tau_T/2 = 6 \text{ MPa} (4.22)$$

$$\tau_a = 2 \cdot \tau_m = 12 \text{ MPa} (4.23) S_{sy}: \text{ Resistencia al corte del material de aporte}$$

El material de aporte seleccionado para este caso es un electrodo AWS E 6013, el cual cuenta con un S_y de 350 MPa (62 kpsi), un S_{ut} de 430 MPa (50 kpsi) y un 20% de alargamiento. De modo que su resistencia al corte corresponde a:

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y (4.24)$$

$$S_{sy} = 200 \text{ MPa}$$

La resistencia a la fatiga de la soldadura se evalúa con la **ecuación (4.12)**.

Donde:

$$S_e' = 0,5 \cdot 430 \text{ MPa} = 215 \text{ MPa}$$

$$k_a = 272 \cdot 430^{-0,995} = 0,652 \text{ Forjado}$$

$$k_b = 1$$

$$k_c = 0,59 \text{ A torsión}$$

$$k_d = 1 \quad \text{Si } T \leq 450 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_e = 1 \quad \text{50\% de confiabilidad}$$

$$k_v = 1 \quad \text{Sin discontinuidades}$$

Por lo tanto:

$$S_e = 82,7 \text{ MPa (12 kpsi)}$$

Con los parámetros establecidos, el factor de seguridad para el cordón de soldadura es:

$$n_s = 5,7$$

Por lo tanto se concluye que el material de aporte y la altura de filete, para el cordón de soldadura cumplen con los requerimientos establecidos.

Según la altura del cordón de soldadura se requiere que las placas de las paredes de la cámara de trituración tengan un espesor mínimo de 4mm, por lo cual se opta por un espesor de 6 mm para evitar cualquier tipo de fractura en las cercanías del cordón, así como el pandeo de las paredes.

4.1.2.3. Diseño del sistema de transmisión de potencia

El sistema de transmisión para el proceso de trituración como se puede observar en la (figura 4.11) está constituido por el motor, poleas, bandas, eje de transmisión, rodamientos y chumaceras.

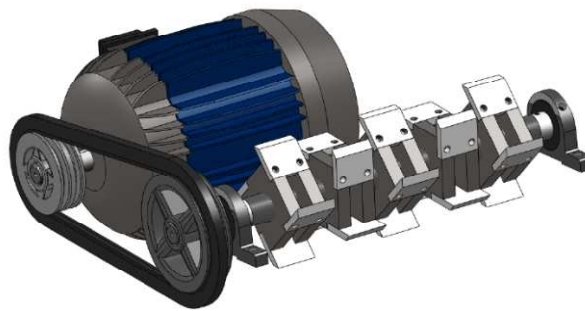


Fig. 4.11 Esquema del sistema de transmisión de potencia

4.1.2.3.1. Selección del motor

Se requiere un motor que trabaje a velocidad constante, con una baja producción de contaminación y de costo inicial menor, por lo cual el motor polifásico de inducción es el más recomendable y de mayor uso para este tipo de operaciones.

En el estudio de los parámetros de diseño se determinó que la potencia efectiva del rotor requerida para cumplir este proceso corresponde a 1,75 kW (2,3 HP).

El rendimiento en operación continua con velocidad y carga constante equivale al 80% del máximo de potencia al freno¹⁸.

¹⁸ KOHLER, (1986); ENGINES, “Especificaciones”, Magnum, Estados Unidos de América (EUA), Engine division, Kohler CO., p. 3

De tal forma que la potencia nominal necesaria corresponde a:

$$P_{\text{rotor}} = P_{\text{nr}} \cdot \eta_{\text{oc}} \quad (4.25)$$

Donde:

η_{oc} : Rendimiento de operación continua (0,8)

$$P_{\text{nr}} = 2,37 \text{ kW (3,2 HP)}$$

Cálculo de la Potencia del motor(P_{motor})

Dentro de un sistema es necesario tomar en cuenta la sobrecarga a la cual está sometido; este exceso de carga depende de factores muy difíciles de medir y regular tales como: variedad de la materia prima, estado de las superficies en rozamiento, calidad y conservación de la lubricación, ajuste del espaciamiento entre elementos de corte, entre otros.

De modo que la sobrecarga a la cual está sometido el sistema se la puede evaluar con un factor de servicio (k_s) (valores definidos para una serie de equipos y maquinarias que cumplen diversas funciones).

La carga horaria por día para este proceso corresponde a 8 horas, por lo cual se estima un factor de servicio normal con un valor de 1,3 (ver TABLA A-4.5 del **Anexo 4.**)

La potencia del motor es:

$$P_{\text{motor}} = P_{\text{nr}} \cdot k_s \quad (4.26)$$

Donde:

k_s : Factor de servicio

$$P_{\text{motor}} = 3,1 \text{ kW (4,2 HP)}$$

Por lo cual se selecciona un motor trifásico de 3,7 kW (5 HP) que trabaja a 1800 rpm, el cual cuenta con las características más parecidas al requerimiento

planteado y aparte es uno de los equipos más comercializados en nuestro mercado; de modo que la potencia de diseño corregida es 3,7 kW.

4.1.2.3.2. Selección de poleas

Relación de velocidad (i)

La relación de velocidad es la razón entre la velocidad del eje del motor y la velocidad del eje de la máquina; por lo cual:

$$i = \frac{n_1}{n_2} (4.27)$$

Donde:

n_1 : Velocidad de giro del motor (1800 rpm)

$$i = 1,5$$

Diámetro mínimo de la polea del motor

El diámetro mínimo recomendado para poleas que necesitan transmitir una potencia de 3,7 kW (5 HP) y una velocidad de giro de 1800 rpm es de 76 mm (3 pulg) (ver TABLA A-4.6 del **Anexo 4**); por lo cual se selecciona una polea de 102 mm (4 pulg), ya que son las más comercializadas en el mercado local.

$$d_1 = 102 \text{ mm (4 pulg)}$$

Diámetro de la polea del rotor

De acuerdo a la relación de transmisión calculada y el diámetro de la polea del motor se determina que el diámetro de la polea del rotor corresponde a:

$$i = \frac{d_2}{d_1} (4.28)$$

Donde:

d_1 y d_2 : Diámetro de las poleas del motor y del rotor respectivamente

$$d_2 = 152 \text{ mm (6 pulg)}$$

Las poleas de hierro fundido gris son utilizadas para transmitir velocidades menores a 33 m/s; la velocidad empleada para el proceso de trituración se encuentra en este rango, por lo tanto para el presente caso se seleccionarán poleas de este tipo.

4.1.2.3.3. Selección de bandas

Selección del tipo de banda

Para una velocidad de giro de 1800 rpm y una potencia del motor de 3,7 kW (5 HP), es recomendable usar una banda trapecial tipo A (ver Fig. A-4.4 del **Anexo 4**).

Distancia mínima entre centros (C)

El alcance nominal de la distancia entre centros, está comprendido entre d_2 y $3(d_1 + d_2)$; de tal forma que:

$$C_{\text{mín}} = 152 \text{ mm (6 pulg)}$$

$$C_{\text{máx}} = 762 \text{ mm (30 pulg)}$$

Debido a la geometría del motor y de la cámara de trituración se requiere para el diseño una distancia mínima de 330 mm (13 pulg).

Longitud de la banda (L_b)

Con la distancia entre centros proyectada, la longitud de la banda es:

$$L_b = 2C + 1,57 \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4C} \quad (4.29)$$

$$L_b = 1061 \text{ mm (42 pulg)}$$

Por lo tanto para una banda tipo A, con una relación de velocidad de 1,5; una velocidad de giro del motor de 1800 rpm y una distancia entre centros de 330 mm (13 pulg), se selecciona una banda A-42; la cual cuenta con las siguientes características (ver TABLA A-4.7 del **Anexo 4**):

- $C = 351 \text{ mm}$ (13,8 pulg)
- Potencia transmitida por banda: $P_b = 2900 \text{ kW}$ (3,89 HP)
- Factor de corrección por arco y longitud: $f_{\theta-L} = 0,85$

Cálculo del número de bandas (N_b)

Para el uso de bandas trapeciales es necesario tomar un nuevo factor de servicio (Tabla 4.4) para evaluar la potencia de diseño del sistema ($P_{\text{diseño}}$).

Con lo cual para un funcionamiento de impacto medio, con un torque normal aplicado, el k_s estimado es 1,3.

Tabla 4.4 Factores de servicio sugeridos para bandas trapeciales

Driven Machinery	Source of Power	
	Normal Torque Characteristic	High or Nonuniform Torque
Uniform	1.0 to 1.2	1.1 to 1.3
Light shock	1.1 to 1.3	1.2 to 1.4
Medium shock	1.2 to 1.4	1.4 to 1.6
Heavy shock	1.3 to 1.5	1.5 to 1.8

Fuente: SHIGLEY, J.E; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., p. 882

La potencia de diseño es:

$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{motor}} \cdot k_s \quad (4.30)$$

$$P_{\text{diseño}} = 4,85 \text{ kW (6,5 HP)}$$

La potencia adicional ($P_{\text{adicional}}$), para una velocidad de giro de 1800 rpm y una relación de transmisión de 1,5 corresponde a 0,28 kW (0,38 HP) (ver TABLAA-4.8 del **Anexo 4**); por lo tanto la potencia corregida por banda es:

$$P_{\text{corregida}} = (P_b + P_{\text{adicional}}) \cdot f_{\theta-L} \quad (4.31)$$

$$P_{\text{corregida}} = 2,7 \text{ kW (3,6 HP)}$$

El número de bandas requerido es:

$$N_b = \frac{P_{\text{diseño}}}{P_{\text{corregida}}} \quad (4.32)$$

$$N_b = 1,8 \approx 2$$

4.1.2.3.4. Diseño del eje de transmisión

El eje de transmisión que se observa en la (figura 4.12), se dispone horizontalmente con los discos porta-cuchillas sujetos a éste por medio de cordones de soldadura alrededor de toda su periferia.

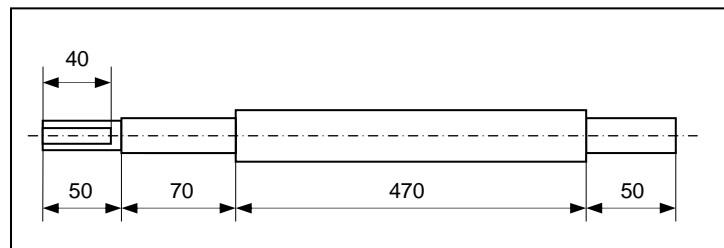


Fig. 4.12 Esquema del eje de transmisión

ANÁLISIS DE LAS FUERZAS EN EL EJE

Las cargas que actúan sobre el eje son:

- El peso de la polea (W_1).
- Las fuerzas ortogonales producidas por las tensión que las bandas (F_{PY} y F_{PZ}).
- El peso del conjunto discos porta-cuchillas y las cuchillas móviles (W_2).
- La fuerza tangencial de las cuchillas en el sistema (F_{TC}).
- Las reacciones que producen los cojinetes (A y B)

Cálculo de las fuerzas ortogonales en la polea

Las fuerzas que se producen por efecto de la polea a lo largo de los ejes Y y Z como se puede observar en la (figura 4.13) son:

$$F_{PY} = (F_1 - F_2) \cdot \sin \theta_2 \quad (4.33)$$

$$F_{PZ} = (F_1 + F_2) \cdot \cos \theta_2 \quad (4.34)$$

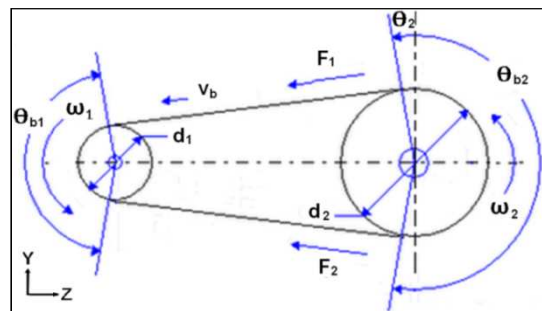


Fig. 4.13 Esquema de las tensiones en la polea del rotor

Las tensiones se pueden evaluar de la siguiente manera:

$$P_{motor} = (F_1 - F_2) \cdot v_b \quad (4.35)$$

Donde:

F_1 : Tensión de la banda en el lado tenso

F_2 : Tensión de la banda en el lado flojo

v_b : Velocidad de la banda

$$v_b = \pi \cdot n_2 \cdot d_2 \quad (4.36)$$

$$v_b = 9,6 \text{ m/s (1885 pie/min)}$$

Considerando la tensión centrífuga de la polea (F_c) se tiene que:

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f_{rb} \cdot \theta_{b2}} \quad (4.37)$$

Donde:

f_{rb} : Coeficiente de rozamiento para bandas trapeciales (0,5123)¹⁹

θ_{b2} : Ángulo de envolvente de la banda con la polea del rotor

La tensión centrífuga de la banda en (lbf) corresponde a:

$$F_c = K_c \cdot \left(\frac{v_b}{1000} \right)^2 \quad (4.38)$$

Tabla 4.5 Factores de corrección de la tensión centrífuga de bandas trapeciales.

Belt Section	K_s	K_c
A	220	0.561
B	576	0.965
C	1 600	1.716
D	5 680	3.498
E	10 850	5.041
3V	230	0.425
5V	1098	1.217
8V	4830	3.288

Fuente: SHIGLEY, J.E; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., p. 883

Entonces la tensión centrífuga es:

$$F_c = 8,9 \text{ N (2 lbf)}$$

Ángulo de envolvente de la banda con la polea del rotor es:

¹⁹SHIGLEY, J.E. (2006); "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., USA, Ed. McGRAW-HILL, p. 880

$$\theta_{b2} = 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot C} \right); \text{Si } d_2 > d_1 \quad (4.39)$$

$$\theta_{b2} = 188,3^\circ \quad (3,29 \text{ rad})$$

Con lo cual:

$$F_1 = 468 \text{ N}$$

$$F_2 = 78 \text{ N}$$

El momento torsor (T) en la polea es:

$$T = \frac{(F_1 - F_2) \cdot d_2}{2} \quad (4.40)$$

$$T = 29,7 \text{ Nm}$$

La fuerza tangencial (F_{TP}) en la polea es:

$$T = \frac{F_{TP} \cdot d_2}{2} \quad (4.41)$$

$$F_{TP} = 390 \text{ N}$$

En transmisiones por correas o cadenas; una tensión inicial es aplicada para crear una tensión de trabajo constante, tomando en consideración esta premisa, la carga radial (F_{RP}) que actúa sobre la polea se pueden determinar con la siguiente ecuación:

$$F_{RP} = f_b \cdot F_{TP} \quad (4.42)$$

Donde:

f_b : Factor de correa o cadena (Tabla 4.6)

Tabla 4.6 Factor de correa o cadena

Factor de correa o cadena	f_b
Cadena (sencilla)	1.2~1.5
Correa en V	1.5~2.0
Correa de tiempo	1.1~1.3
Correa Plana (con polea tensora)	2.5~3.0
Correa Plana	3.0~4.0

Fuente: Catálogo de rodamientos de bolas y de rodillos NTN, p.26

Para el uso de correas trapeziales el factor escogido es 1,5; con lo cual la fuerza radial (F_{RP}) de la polea es:

$$F_{RP} = 585 \text{ N}$$

El ángulo de contacto de la banda con la polea del rotor (θ_2) es:

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot C} \right) (4.43)$$

$$\theta_2 = 4,16^\circ$$

Por lo tanto las fuerzas ortogonales en la polea del rotor son:

$$F_{PY} = 28 \text{ N}$$

$$F_{PZ} = 545 \text{ N}$$

Cálculo de las fuerzas tangencial y radial de las cuchillas provocadas por las cargas dinámicas

Para el presente estudio el sistema del rotor puede ser asumido como un volante mecánico, el cual al ser acelerado observará y almacenará la energía cinética que se genera por el movimiento; esta energía será entregada cuando el sistema presente variaciones en su velocidad. En conclusión este principio permitirá reducir los cambios de velocidad del eje de transmisión provocadas por las fluctuaciones del par de torsión.

La mejor forma de analizar las cargas dinámicas del rotor, es considerar a las fuerzas centrífugas que se producen como presiones dentro de un cilindro de

pared gruesa sometido a presión interna; con lo cual el esfuerzo tangencial y radial provocado por las cuchillas se evalúa de la siguiente manera:

El *esfuerzo tangencial* en el rotor (σ_t) se puede evaluar con la **ecuación (4.5)** utilizada anteriormente para el análisis de los discos porta-cuchillas.

$$\sigma_t = \frac{(3 + \mu) \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \cdot \left[b^2 + a^2 + \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} - \left(\frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} \cdot r^2 \right) \right]$$

Donde:

$$b = r_g = 90 \text{ mm}$$

$$2a = D = 19 \text{ mm (Diámetro del eje asumido anteriormente)}$$

$$\omega = 126 \text{ rad/s (} n_2 = 1.200 \text{ rpm)}$$

r: Radio de evaluación

El esfuerzo tangencial en la periferia ($r = b$) se determina con la **ecuación (4.7)** y su valor es:

$$\sigma_t = 0,22 \text{ MPa}$$

El *esfuerzo radial máximo* en el rotor (σ_r) se puede calcular con la siguiente expresión:

$$\sigma_r = \frac{(3 + \mu) \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \cdot \left[a^2 + b^2 - \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} - r^2 \right] \quad (4.44)$$

El esfuerzo máximo se evalúa en la parte intermedia entre a y b.

$$19 < r < 90 \text{ mm}$$

$$r = 55 \text{ mm}$$

$$\sigma_r = 0,22 \text{ MPa}$$

El esfuerzo total en el rotor provocado por las cargas dinámicas es:

$$\sigma_R = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2} (4.45)$$

$$\sigma_R = 0,31 \text{ MPa}$$

Las fuerzas tangencial (F_{TR}) y centrífuga (F_{C1}) en el sistema son:

$$F_{TR} = \sigma_R \cdot A_T (4.46)$$

$$F_{C1} = \sigma_r \cdot A_T (4.47)$$

Para un diámetro del eje de 38 mm

$$A_T = \pi \cdot (19)^2 = 1134 \text{ mm}^2$$

$$F_{TR} = 352 \text{ N}$$

$$F_{C1} = 250 \text{ N}$$

Con lo cual la fuerza radial total aplicada sobre el sistema (F_{RR}) corresponde a:

$$F_{RR} = F_{C1} + W_{\text{sistema}} (4.48)$$

Donde:

$$W_{\text{sistema}} = (20 \cdot m_{cm} + 10 \cdot m_{dcm} + 40 \cdot m_{pernos}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 177 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza radial total aplicada es:

$$F_{RR} = 427 \text{ N}$$

DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN EL PLANO X-Y

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano X-Y se distribuyen de tal manera como se muestra en la (figura 4.14):

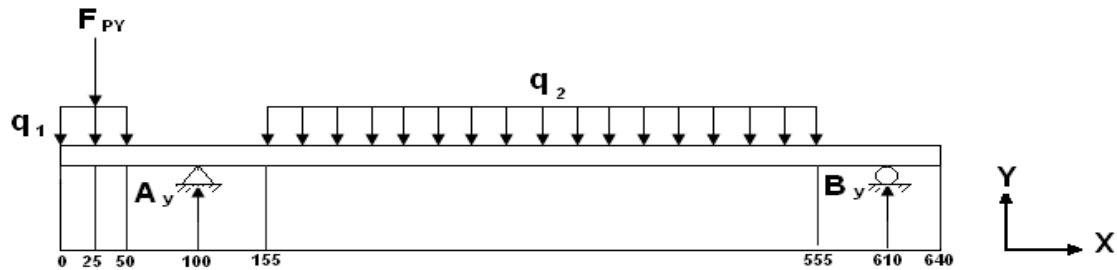


Fig. 4.14 Distribución de cargas en el eje de transmisión (Plano X-Y)

Tabla 4.7 Cargas puntuales y distribuidas en el eje en el Plano X-Y

CARGA PUNTUAL	VALOR	CARGA DISTRIBUIDA	VALOR
W_1	50 N (valor medido)	q_1	1000 N/m
W_2	177 N (valor teórico)	q_2	443 N/m
F_{PY}	28 N		

La sumatoria de las cargas en el eje Y es:

$$(\uparrow+) \sum F_Y = 0$$

$$-W_1 - F_{PY} + A_Y - W_2 + B_Y = 0$$

$$A_Y + B_Y = 255 \text{ N}$$

La sumatoria de los momentos en el punto A es:

$$(\curvearrow+) \sum M_A = 0$$

$$75 \cdot (F_{PY} + W_1) - 255 \cdot W_2 + 510 \cdot B_Y = 0$$

$$B_Y = 77 \text{ N}$$

De modo que la reacción en A es:

$$A_Y = 178 \text{ N}$$

Determinación de los momentos flectores en el plano X-Y

- **Tramo 1:** $0 < x_1 < 25 \text{ mm}$

$$M_v = -q_1 \cdot \frac{x_1^2}{2}$$

$$M_0 = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{25} = -0,31 \text{ Nm}$$

- **Tramo 2:** $0 < x_2 < 25 \text{ mm}$

$$M_v = -F_{PY} \cdot x_2 - q_1 \cdot \frac{(25 + x_2)^2}{2}$$

$$M_{25} = -0,31 \text{ Nm}$$

$$M_{50} = -1,95 \text{ Nm}$$

- **Tramo 3:** $0 < x_3 < 50 \text{ mm}$

$$M_v = -(F_{PY} + W_1) \cdot (25 + x_3)$$

$$M_{50} = -1,95 \text{ Nm}$$

$$M_{100} = -5,85 \text{ Nm}$$

- **Tramo 4:** $0 < x_4 < 55 \text{ mm}$

$$M_v = A_Y \cdot x_4 - (F_{PY} + W_1) \cdot (75 + x_4)$$

$$M_{100} = -5,85 \text{ Nm}$$

$$M_{155} = -0,35 \text{ Nm}$$

- **Tramo 5:** $0 < x_5 < 400 \text{ mm}$

$$M_v = -q_2 \cdot \frac{x_5^2}{2} + A_Y \cdot (55 + x_5) - (F_{PY} + W_1) \cdot (130 + x_5)$$

$$M_{155} = -0,35 \text{ Nm}$$

$$M_{159} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{381} = 5,60 \text{ Nm}$$

$$M_{555} = 4,21 \text{ Nm}$$

- **Tramo 6:** $0 < x_6 < 55 \text{ mm}$

$$M_v = -W_2 \cdot (200 + x_6) + A_Y \cdot (455 + x_6) - (F_{PY} + W_1) \cdot (530 + x_6)$$

$$M_{555} = 4,21 \text{ Nm}$$

$$M_{610} = 0 \text{ Nm}$$

El diagrama de momento flector se detalla en la (figura 4.15):

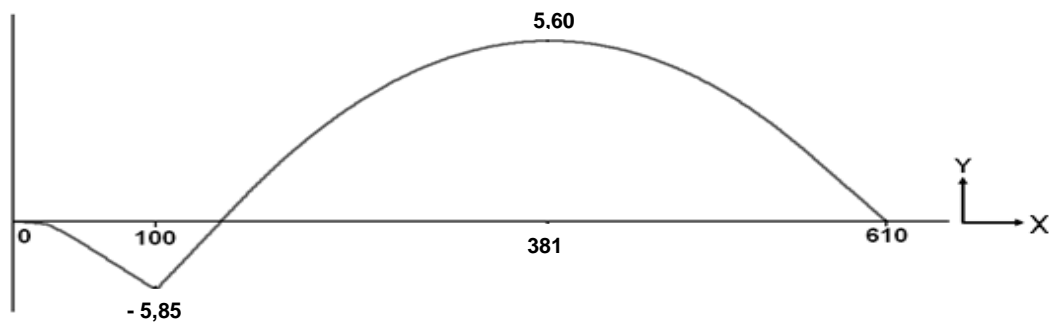


Fig. 4.15 Diagrama del momento flector en el plano X-Y

DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN EL PLANO X-Z

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano X-Z se distribuyen de tal manera como se muestra en la (figura 4.16):

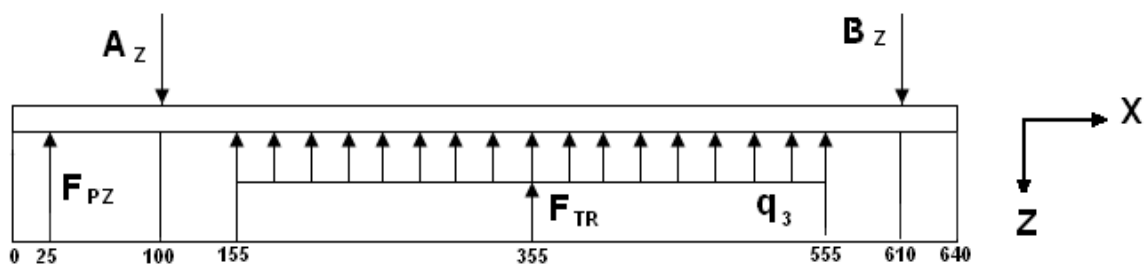


Fig. 4.16 Distribución de cargas en el eje de transmisión (Plano X-Z)

Tabla 4.8 Cargas puntuales y distribuidas en el eje en el Plano X-Z

CARGA PUNTUAL	VALOR	CARGA DISTRIBUIDA	VALOR
F_{TR}	352 N	q_3	880 N/m
F_{PZ}	545 N		

La sumatoria de las cargas en el eje Z es:

$$(\downarrow +) \sum F_Z = 0$$

$$F_{PZ} - A_Z + F_{TR} - B_Z = 0$$

$$A_Z + B_Z = 897 \text{ N}$$

La sumatoria de los momentos en el punto B es:

$$(\curvearrowright +) \sum M_B = 0$$

$$-585 \cdot F_{PZ} + 510 \cdot A_Z - 255 \cdot F_{TR} = 0$$

$$A_Z = 801 \text{ N}$$

De modo que la reacción en B es:

$$B_Z = 96 \text{ N}$$

Determinación de los momentos flectores en el plano X-Z

- **Tramo 1:** $0 < x_1 < 75 \text{ mm}$

$$M_v = F_{PZ} \cdot x_1$$

$$M_{25} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{100} = 40,88 \text{ Nm}$$

- **Tramo 2:** $0 < x_2 < 55 \text{ mm}$

$$M_v = -A_z \cdot x_2 + F_{PZ} \cdot (75 + x_2)$$

$$M_{100} = 40,88 \text{ Nm}$$

$$M_{155} = 26,80 \text{ Nm}$$

- **Tramo 3:** $0 < x_3 < 400 \text{ mm}$

$$M_v = q_3 \cdot \frac{x_3^2}{2} - A_z \cdot (55 + x_3) + F_{PZ} \cdot (130 + x_3)$$

$$M_{155} = 26,80 \text{ Nm}$$

$$M_{445} = -10,44 \text{ Nm}$$

$$M_{555} = -5,21 \text{ Nm}$$

- **Tramo 4:** $0 < x_4 < 55 \text{ mm}$

$$M_v = F_{TR} \cdot (200 + x_4) - A_z \cdot (455 + x_4) + F_{PZ} \cdot (530 + x_4)$$

$$M_{555} = -5,21 \text{ Nm}$$

$$M_{610} = 0 \text{ Nm}$$

El diagrama de momento flector se detalla en la (figura 4.17):

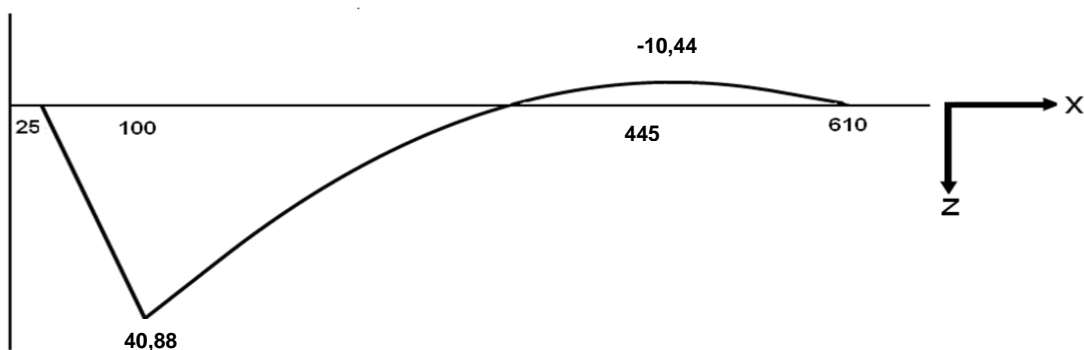


Fig. 4.17 Diagrama del momento flector en el plano X-Z

DIMENSIONAMIENTO DEL EJE

En las figuras 4.15 y 4.17 se puede visualizar que el momento flector máximo se ubica en el punto A, con lo cual $M_{xy} = -5,85 \text{ Nm}$ y $M_{xz} = 40,88 \text{ Nm}$.

Por lo tanto el momento resultante (**M**) en la sección crítica es:

$$M = \sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2} \quad (4.49)$$

$$M = 41,30 \text{ Nm}$$

Como existe flexión y torsión combinadas, el eje de transmisión será dimensionado para estas condiciones.

El diámetro teórico para el estudio del eje corresponde a 38 mm; de modo que se selecciona una barra redonda de acero de transmisión SAE 1018 (estirado en frío) con un $S_y = 370 \text{ MPa}$ (54 kpsi) y un $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$ (64 kpsi) de 38 mm de diámetro para la zona normal y 32 mm (1 1/4 pulg) para la zona crítica.

Cálculo de la resistencia a la fatiga

$$k_a = 4,51 \cdot 440^{-0,265} = 0,899 \text{ Laminado en frío}$$

$$k_b = 1,189 \cdot 32^{-0,097} = 0,850 \text{ Si } 8 < d < 250 \text{ mm}$$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

$$\text{Si } T \leq 450 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k_e = 0,868$$

$$\text{Confiabilidad del 95\%}$$

El factor de concentradores de esfuerzos se evalúa de la siguiente manera:

$$k_v = \frac{1}{k_f} \quad (4.50)$$

El factor de concentradores de esfuerzos por entalladuras tanto para flexión como para torsión, se determinan con la siguiente expresión:

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \quad (4.51)$$

Donde:

q : Sensibilidad a las ranuras

k_t : Factor geométrico de concentradores de esfuerzos

Para evaluar la sensibilidad a las ranuras, se debe tomar en cuenta los efectos de flexión y torsión por separado, con lo cual:

q_f : Sensibilidad a las ranuras por flexión

$$\left. \begin{array}{l} r = 0,5 \text{ mm} \\ S_{ut} = 685 \text{ MPa} \end{array} \right\} q_f = 0.68 \quad (\text{Ver Fig. A-4.2 del Anexo 4})$$

Donde:

r : Radio del filete

q_t : Sensibilidad a las ranuras por torsión

$$\left. \begin{array}{l} r = 0,5 \text{ mm} \\ \text{Acero recocido} \\ \text{BHN} < 200 \end{array} \right\} q_t = 0,78 \quad (\text{Ver Fig. A-4-3 del Anexo 4})$$

Al igual que en la evaluación de la sensibilidad a las ranuras es necesario tomar en cuenta los efectos de flexión y de torsión para el análisis del factor geométrico de concentradores de esfuerzos.

k_{tf} : Factor geométrico de concentradores de esfuerzos por flexión

$$k_{tf} = A \cdot \left(\frac{r}{d}\right)^b \quad (4.52)$$

Donde:

D : Diámetro de la sección mayor del eje (38 mm)

d : Diámetro de la sección menor del eje (32 mm)

$$\left. \begin{array}{l} D/d = 1,19 \\ r/d = 0,016 \end{array} \right\} A = 0,96900 \text{ y } b = -0,21992 \quad (\text{Ver TABLA A-4.3 del **Anexo 4**})$$

$$k_{tf} = 2,41$$

k_{tt} : Factor geométrico de concentradores de esfuerzos por torsión.

$$k_{tt} = A \cdot \left(\frac{r}{d}\right)^b$$

$$\left. \begin{array}{l} D/d = 1,19 \\ r/d = 0,016 \end{array} \right\} A = 0,84053 \text{ y } b = -0,20835 \quad (\text{Ver TABLA A-4.4 del **Anexo 4**})$$

$$k_{tt} = 1,99$$

Los factores de concentradores de esfuerzos por flexión (k_{ef}) y por torsión (k_{et}) son:

$$k_{vf} = 0,51$$

$$k_{vt} = 0,56$$

De modo que el factor de concentradores de esfuerzos total es:

$$k_v = k_{vf} \cdot k_{vt} \quad (4.53)$$

$$k_v = 0,286$$

El límite de resistencia a la fatiga de la probeta es:

$$S_e' = 0,5 \cdot 440 = 220 \text{ MPa}$$

Por lo tanto la resistencia a la fatiga del eje según la **(ecuación 4.12)** es:

$$S_e = 41,73 \text{ MPa (6,1 kpsi)}$$

El factor de seguridad se evalúa utilizando el enfoque de Soderberg, por lo tanto:

$$n_s = \frac{d^3 \cdot \pi}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}} \quad (4.54)$$

$$n_s = 2,5$$

Con lo cual los diámetros asumidos inicialmente para el dimensionamiento del eje fueron correctos, ya que el factor de seguridad obtenido, está en el rango de los valores indicados para diseños ordinarios ($1 < n_s < 3$).

Con la premisa anterior el diámetro del eje será de 38 mm por la facilidad de adquirir barras circulares de acero SAE 1018 (laminado en frío) con este diámetro; además se debe contar con una ceja a cada lado de 32 mm (1 1/4 pulg) de diámetro para el posicionamiento de los rodamientos.

De modo que su masa corresponde a:

$$m_e = 5,2 \text{ kg}$$

Cálculo aproximado de la velocidad máxima de rotación

Las vibraciones producidas por las cuchillas al momento de efectuar el cizallamiento de las estopas de coco, es uno de los factores más críticos en el diseño del eje de transmisión, con lo cual la velocidad de rotación del eje tiene que ser un 25% menor a la velocidad de rotación crítica.

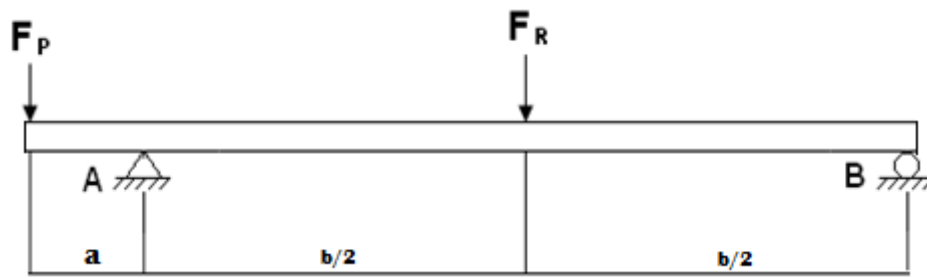


Fig. 4.18 Diagrama de las cargas resultantes sobre el eje

Las cargas radiales sobre el eje, producidas por las poleas y el rotor se distribuyen de tal forma, como se puede observar en la (figura 4.18), y sus respectivos valores corresponden a:

$$F_P = F_{RP} = 585 \text{ N}$$

$$F_R = F_{RR} = 427 \text{ N}$$

Donde:

F_P : Cargas resultantes en el eje producidas por la polea

F_R : Cargas resultantes en el eje producidas por el rotor

La longitud del eje es:

$$L = 640 \text{ mm}$$

El momento de inercia de la sección transversal del eje es:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64} (4.55)$$

Donde:

$d = 180 \text{ mm}$ (El rotor está totalmente adherido al eje de transmisión por lo cual para el cálculo respecto se aplica el diámetro total del rotor)

a_1 y b_1 : Distancia de aplicación de cargas

$$I = 51,5 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

El módulo de elasticidad del acero es:

$$E = 210 \text{ GPa}$$

De modo que la máxima deflexión es producida por la carga resultante del rotor, con lo cual la velocidad de resonancia (n_{res}) del eje es:

$$n_{\text{res}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_T}{m_T}} (4.56)$$

Donde:

C_T : Constante de carga elástica para ejes de transmisión

$$C_T = \frac{48 \cdot E \cdot I}{L^3} (4.57)$$

$$C_T = 1,98 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$m_T: \text{Masa en el punto crítico} \quad \left\{ \begin{array}{l} m_p: \text{Masa de la polea} = 5,1 \text{ kg} \\ m_e: \text{Masa del eje} = 5,2 \text{ kg} \\ m_r: \text{Masa del rotor} = 18 \text{ kg} \end{array} \right.$$

$$m_T = m_p + m_e + m_r = 28,2 \text{ kg} (4.58)$$

La velocidad de resonancia es:

$$n_{\text{res}} = 80000 \text{ rpm}$$

La velocidad máxima de rotación corresponde al 75% de la velocidad de resonancia:

$$n_{\text{máx}} = 0,75 \cdot n_{\text{res}} (4.59)$$

$$n_{\text{máx}} = 60000 \text{ rpm}$$

Con cual según el cálculo aproximado, la velocidad máxima de rotación del eje del rotor es 45 veces menor a la velocidad máxima de rotación, de modo que el eje no entrará en resonancia con la velocidad seleccionada.

Cálculo del cordón de soldadura

Los discos porta-cuchillas estarán sujetos al eje por medio de un cordón de soldadura alrededor de toda su periferia, como se observa en la (figura 4.19), por tal motivo es muy importante su análisis, ya que el mismo debe soportar el torque producido por el motor y el efecto de reacción de las cuchillas en el instante que se produce el cizallamiento.

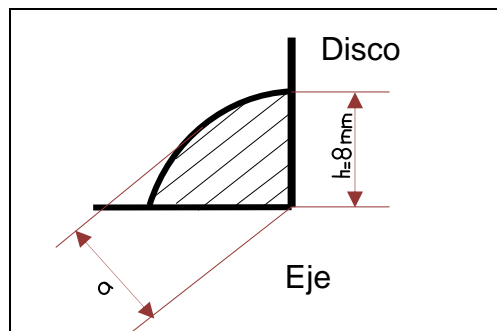


Fig. 4.19 Soldadura de filete (eje y disco porta-cuchillas)

La primera falla al corte a través de la cara lateral del cordón de soldadura por la fuerza producida en las cuchillas en el instante del cizallamiento se puede evaluar con la **ecuación (4.15)**, con lo cual:

$$\tau_v = \frac{F_T}{A_f}$$

Donde:

$$F_T = F_{cm} = 1920 \text{ N}$$

El área total de la garganta de soldadura es:

$$A_f = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot h \cdot r_c ; r_c: \text{Radio de corte en la sección crítica (19 mm)} \quad (4.60)$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$A_f = 675 \text{ mm}^2$$

Con lo cual la falla al corte producido por la fuerza máxima de cizallamiento en el cordón de soldadura es:

$$\tau_v = 1,9 \text{ MPa}$$

La segunda falla al corte a través de la cara lateral del cordón de soldadura producida por el máximo momento torsor corresponde a:

$$\tau_t = \frac{M \cdot r_g}{J} \quad (4.61)$$

Donde:

$M = T$: Momento torsor en la polea (29,7 Nm)

$r_g = 90 \text{ mm}$

El momento polar de inercia del grupo de soldadura es:

$$J = \frac{h \cdot J_u}{\sqrt{2}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot h \cdot r_c^3}{\sqrt{2}}; r_c: \text{Radio de corte en la sección crítica (19 mm)} \quad (4.62)$$

$$J = 243790 \text{ mm}^3$$

Con lo cual la falla al corte producido por el máximo momento torsor en el cordón de soldadura es:

$$\tau_t = 10,9 \text{ MPa}$$

De modo que la falla total al corte aplicando la ecuación (4.24) corresponde a:

$$\tau_T = 11,1 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a fatiga para el cordón de soldadura se puede evaluar con la **ecuación (4.10)**:

$$\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{sy}} = \frac{1}{n_s}$$

Donde:

$$\tau_m = 11,1/2 = 5,55 \text{ MPa(4.22)}$$

$$\tau_a = 2 \cdot 5,55 = 11,1 \text{ MPa(4.23)}$$

Al emplear el mismo material de aporte que el utilizado para los cordones de soldadura de las barras porta-cuchillas; la resistencia a la fatiga de este elemento tiene un valor de 82,7 MPa (12 kpsi) y una resistencia al corte de 200 MPa.

Con los parámetros establecidos, el factor de seguridad para el cordón de soldadura es:

$$n_s = 6$$

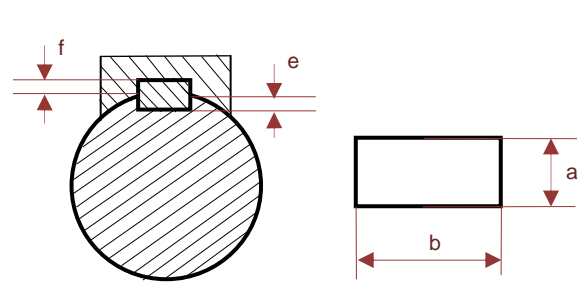
Por lo tanto se concluye que el material de aporte y la altura de filete, para el cordón de soldadura cumplen con los requerimientos establecidos.

4.1.2.3.5. Diseño de la lengüeta

Un dado para acuñar más conocida como lengüeta, es un dispositivo empleado en distintos equipos para transmitir el par de torsión entre el eje y el elemento acoplado.

El material indicado para la fabricación de estos elementos debe tener una resistencia mecánica semejante a la del eje, con una gran resistencia a la cizalladura; por lo cual se selecciona un acero AISI 1047 con un ($S_y = 370 \text{ MPa}$). La selección de la lengüeta se realiza en función del diámetro del eje; por lo cual para un eje de 30 mm (1 3/16 pulg), los parámetros de la lengüeta son los siguientes (Ver TABLA A-4.9 del **Anexo 4**):

Tabla 4.9 Parámetros de una lengüeta para un eje de 30 mm.

	LENGÜETA	CHAVETERO
	a = 8 mm	e = 4,5 mm
	b = 10 mm	f = 3,7 mm

Fuente: LARBURU N.; “Prontuario de Máquinas”, 1994

Se recomienda que la longitud de la lengüeta; debe ser menor o igual a 1,5 veces el diámetro del eje, con lo cual se estima una longitud de 45 mm.

La falla al corte a través de la cara lateral de la lengüeta es:

$$\frac{S_{sy}}{n_s} = \frac{F_{cc}}{b \cdot L} (4.63)$$

Donde:

$$S_{sy} = 0,577 \cdot 370 = 213,5 \text{ MPa}$$

b y L: Espesor y longitud de la lengüeta

F_{cc} : Fuerza de corte en la sección crítica de la lengüeta

$$F_{cc} = \frac{T}{r_c}; \quad T: \text{Momento torsor en la polea (29,7 Nm)}$$

r_c : Radio en la sección crítica (15 mm)

$$F_{cc} = 1980 \text{ N}$$

Con los parámetros establecidos, el factor de seguridad para la lengüeta es:

$$n_s = 48$$

Con el valor obtenido se concluye que el dado para acuñar, únicamente debe garantizar el aseguramiento del elemento acoplado, por lo tanto según la norma DIN 6886 se selecciona una lengüeta (A 45 × 10 × 8) con un ángulo de inclinación de 3°.

4.1.2.3.6. Selección de rodamientos y chumaceras

Para el sistema de trituración se requieren elementos que soporten muy bien las cargas radiales a velocidades elevadas, con bajo rozamiento y que cuenten con la posibilidad de funcionar tanto como rodamiento fijo y libre. Evaluando lo antes expuesto se concluye que los rodamientos rígidos de bolas son los mejores elementos que cumplen a cabalidad con estos requerimientos.

Para la selección de los rodamientos, es necesario determinar la capacidad de carga de estos elementos, los cuales deben contar con un agujero interno de 32 mm (1 1/4 pulg) y una vida útil aproximada de 20.000 horas (Trabajo ligero de 8 horas diarias por 20 días al mes y 10 años de servicio); la velocidad de giro del rotor corresponde a 1200 rpm.

Con lo cual la capacidad de carga dinámica (C_c), puede ser evaluada con la siguiente expresión:

$$f_L = \left(\frac{C_c}{P} \right) \cdot f_n \quad (4.64)$$

Donde:

f_L : Factor de esfuerzos dinámicos

P: Carga dinámica equivalente a la que está sometido el rodamiento (kN)

f_n : Factor de velocidad de giro

El factor de esfuerzos dinámicos para una vida útil de 20.000 horas es:

$f_L = 3,42$ (Ver TABLA A-4.10 del **Anexo 4**)

El valor determinado de f_L está en el rango de los valores permitidos para trituradoras ($3 < n_s < 3,5$).

La carga equivalente corresponde a:

$P = x \cdot F_r + y \cdot F_a$; x, F_r : Factor y fuerza radial (4.65)

y, F_a : Factor y fuerza axial

La máxima carga se aplica sobre el rodamiento A, por lo cual sólo existen cargas radiales, de modo que la fuerza y el factor axial son nulos; debido a que el movimiento es transmitido por bandas trapeziales es necesario tomar en cuenta un factor de corrección (f_z) para la evaluación de la carga equivalente; entonces:

$$P = f_z \cdot F_r = f_z \cdot A; \quad A: \text{Carga resultante sobre el rodamiento A} \quad (4.66)$$

$$f_z = 2 \text{ a } 2,5 \text{ (Valor indicado para trituradoras y molinos)}$$

$$P = 2,5 \cdot \sqrt{(A_y^2 + A_z^2)}$$

$$P = 2,09 \text{ kN}$$

Para una velocidad de giro del rotor de 1200 rpm, el factor de velocidad es:

$$f_n = 0,303 \text{ (Ver TABLA A-4.11 del Anexo 4).}$$

Consecuentemente la capacidad de carga corresponde a:

$$C_c = \left(\frac{P \cdot f_L}{f_n} \right)$$

$$C_c = 23,6 \text{ kN (Aproximadamente 25,5 kN)}$$

Por lo tanto, para la capacidad de carga requerida, se selecciona un par de rodamientos de bolas tipo S (P56207.104) de la marca FAG, con soporte de pie de fundición gris y diámetro interno de 32 mm (1 1/4 pulg); el cual cuenta con una carga dinámica de 25,5 kN(ver TABLA A-4.12 del **Anexo 4**).

4.1.2.3.7. Selección de pernos

Para la selección de pernos se considera los elementos que aseguran el posicionamiento de las cuchillas móviles y fijas en cada uno de sus dispositivos de soporte.

Los pernos están sometidos a la misma carga externa de tensión (P_b) y su valor corresponde a la máxima carga aplicada por las cuchillas móviles en el instante del cizallamiento.

$$P_b = F_{cm} = 1920 \text{ N}$$

Para el análisis se seleccionan tornillos métricos estándar de 10 mm de diámetro (M10x1.5), rosca gruesa de grado 4,6 (ver TABLA A-4.13 y 14 del **Anexo 4**)

Debido a que el material de partida se triturará de forma intermitente, el análisis de los pernos debe ser bajo cargas a fatiga.

Con lo cual según el criterio de Goodman modificado se obtienen las siguientes premisas:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (4.67)$$

$$\sigma_a = \frac{n_s \cdot c}{2A_{bt}} \cdot (P_{(m\acute{a}x)} - P_{(m\acute{i}n)}) \quad (4.68)$$

$$\sigma_m = \frac{F_i}{A_{bt}} + \frac{n_s \cdot c}{2A_{bt}} \cdot (P_{(m\acute{a}x)} - P_{(m\acute{i}n)}) \quad (4.69)$$

Según el elemento seleccionado se cuentan con las siguientes propiedades:

$$S_p = 225 \text{ MPa} \quad (\text{Resistencia de prueba})$$

$$S_y = 240 \text{ MPa}$$

$$S_{ut} = 400 \text{ MPa} \quad (58 \text{ kpsi})$$

El límite de resistencia a la fatiga se determina por:

$$S_e = k_c \cdot \frac{1}{k_f} \cdot S_e' \quad (4.70)$$

Donde:

$$k_c = 0,868 \text{ Confiabilidad del 95\%}$$

$$k_f = 3,0 \quad \text{Para roscas laminadas}$$

$$S_e' = 19,2 + 0,314 S_{ut}(\text{kpsi}) \quad \text{Para elementos sometidos a tracción} \quad (4.71)$$

$$S_e = 74 \text{ MPa} \quad (10,8 \text{ kpsi})$$

La constante elástica del perno (k_b) y por los elementos sostenidos (k_m) se determinan con las siguientes expresiones:

$$k_b = \frac{A_{bt} \cdot E}{l} \quad (4.72)$$

$$k_m = \frac{\pi \cdot E \cdot d_m}{2 \ln \left[\frac{5 \cdot (l + 0,5 d_m)}{(l + 2,5 d_m)} \right]} \quad (4.73)$$

Donde:

$A_{bt} = 57,99 \text{ mm}^2$ Área de esfuerzo a tensión del perno

$d_m = 10 \text{ mm}$ Diámetro medio del perno

l : Longitud del perno sometido

La longitud del perno sometido, para sostener las cuchillas fijas con las barras soporte es de 30 mm, con lo cual:

$$k_b = 406 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

$$k_m = 2850 \cdot 10^3 \text{ N/mm}$$

La constante elástica de la junta (c) es:

$$c = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (4.74)$$

$$c = 0,13$$

La precarga inicial (F_i) se evalúa con la siguiente expresión:

$$F_i = A_{bt} \cdot S_p \quad (4.75)$$

$$F_i = 13,05 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Suponiendo que la carga externa de tensión varía entre 0 y 1920 N; las cargas resultantes máxima y mínima sobre el perno son:

$$P_{(m\acute{a}x)} = 1920 \text{ N}$$

$$P_{(m\acute{i}n)} = 0 \text{ N}$$

Considerando el uso de tres pernos ($N=3$), el factor de seguridad a fatiga es:

$$n_s = 13$$

La longitud de los pernos sometidos, para sostener las cuchillas móviles con los discos pota-cuchillas es de 20 mm, con lo cual el factor de seguridad de estos elementos es:

$$n_s = 13$$

Evaluando los factores de seguridad de los dos grupos de pernos se denota que ambos elementos de sujeción soportarán sin ningún problema las cargas que se les aplique.

4.1.2.4. Diseño del sistema de descarga

La función del sistema de descarga se basa en la evacuación de los fragmentos menores de estopa de coco generados por el cizallamiento en la cámara de trituración; este sistema está constituido por el tamiz clasificador y la tolva de descarga, como se denota en la (figura 4.20).

A continuación se detalla el dimensionamiento de ambos dispositivos:

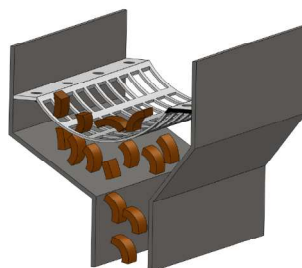


Fig. 4.20 Esquema del sistema de descarga

4.1.2.4.1. Dimensionamiento del tamiz clasificador

Los fragmentos de estopa de coco salen disparados por la velocidad centrífuga que adquieren al instante de ser cizallados, de modo que aquellos que tienen una geometría menor a la de los agujeros del tamiz, atraviesan este dispositivo resbalando por la tolva de descarga hasta llegar a la cámara de molienda del siguiente proceso, mientras que los que no han alcanzado la geometría deseada vuelven a ser triturados.

De modo que las principales consideraciones que rigen el dimensionamiento de este elemento son; la geometría de los agujeros y la separación entre las puntas de las cuchillas móviles y el tamiz.

La separación entre las puntas de las cuchillas y el tamiz garantiza que el material que no ha sido cizallado correctamente puede ser arrastrado de nuevo hasta ser seccionado efectivamente, con lo cual la separación idónea debe ser de 30 mm.

La geometría de los orificios del tamiz garantiza el tamaño del material a ser evacuado, de modo que el diámetro medio de los agujeros para este caso es de 25 mm.

Con las consideraciones expuestas se opta por una plancha rectangular delgada de 420×244 mm, con 55 orificios cuadrangulares de 25 mm de arista por toda su superficie; el radio de curvatura corresponde a 119 mm y el material seleccionado para su fabricación es a un acero ASTM A-36 de 4 mm de espesor, como se puede observar en la siguiente figura.



Fig. 4.21 Esquema del tamiz de la trituradora

4.1.2.4.2. Dimensionamiento de la tolva de descarga

La tolva de descarga sirve como conducto de salida del material triturado y a su vez como tolva de carga para el proceso de molienda, con lo cual se escoge el diseño de un tronco de pirámide que permite el desplazamiento correcto de los fragmentos a un costado de la cámara de molienda, lo cual facilita la recepción del material y permite que la desintegración del producto sea más efectiva; al igual que en la tolva de carga, las paredes de este canal no están sometidos a cargas considerables, de modo el material seleccionado para su fabricación corresponde a un acero ASTM A-36 de 4 mm de espesor, y sus dimensiones están definidas por la configuración de la cámara de molienda del siguiente proceso.

4.1.2.5. Selección de elementos normalizados

A continuación se detalla la selección de los distintos elementos normalizados para cada uno de los sistemas del proceso.

Tabla 4.10Elementos normalizados para el proceso de trituración

SISTEMA	ELEMENTOS NORMALIZADOS					CANT.
	Descripción	Ubicación	Especificación	Material	Observaciones	
ALIMENTACIÓN	Perno	Conjunto tolva - apisonador	M20x2,5x100 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	2
	Tuerca	Apisonador	M20	Acero al carbono	Rosca basta	5
	Perno, arandela y tuerca	Conjunto tolva – cámara de trituración	M12x1,75x25 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	10
CORTE	Perno y arandela	Conjunto cuchillas móviles - discos	M10x1,5x30grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	40
	Perno, arandela y tuerca	Conjunto cuchillas fijas - barras	M10x1,5x50 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	6
	Perno y arandela	Conjunto cuchillas fijas – barras-tamiz	M10x1,5x50 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	3
TRANSMISIÓN DE POTENCIA	Motor eléctrico	Conjunto motor- eje de transmisión	5 HP a 1800 rpm	-	Trifásico	1
	Polea	Motor eléctrico	Tipo A Ø=102 mm	Hierro fundido	Doble canal	1
	Polea	Eje de transmisión	Tipo A Ø=152 mm	Hierro fundido	Doble canal	1
	Banda trapecial	Conjunto motor- eje de transmisión	A-42	Varios	-	2
	Rodamiento	Eje de transmisión	56206.104 FAG	Acero	Øinterno= 32 mm	2
	Soporte de pie	Eje de transmisión	P206 FAG	Hierro fundido	-	2
	Lengüeta	Eje de transmisión	A 40x10x8 mm	Acero al carbono	-	1
DESCARGA	Perno y arandela	Tamiz clasificador	M10x1,5x25grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	3
	Tuerca	Tamiz clasificador	M10	Acero al carbono	Rosca basta	6
ESTRUCTURA	Perno, arandela y tuerca	Sujeción de la cámara de trituración	M16x2x110 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	4
	Perno, arandela y tuerca	Sujeción del motor eléctrico	M10x1,5x75 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	4
	Perno, arandela y tuerca	Sujeción de los soportes de pie	M12x1,75x75grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	4

4.2. MOLIENDA

4.2.1. PARÁMETROS DE DISEÑO

4.2.1.1. Determinación de la capacidad

La capacidad de molienda es directamente proporcional a la capacidad de trituración del proceso anterior, con lo cual su valor corresponde a 45 kg/h. Dentro de la operación anterior se seccionaron 8 estopas/min para obtener fragmentos menores con una geometría prismática de 25x25x10 mm y una masa de 2,5 g, por lo cual en el proceso de molienda se estima la desintegración de 300 fragmentos/min (1800 fragmentos/h), con un volumen de $5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{min}$

4.2.1.2. Determinación de la energía de rasgado (E_r)

La energía de rasgado o energía de desgarramiento corresponde a la fuerza total aplicada para seccionar una distancia determinada de un material específico.

De acuerdo a la información obtenida experimentalmente para el seccionamiento de estopas de coco, se tiene que la fuerza necesaria para fraccionar 10 mm de distancia con una anchura de 25 mm de este material en un minuto de proceso corresponde a 3.000 N (Ver TABLA A-2.1 del **Anexo 2**), con lo cual la energía de rasgado de las estopas de coco es:

$$E_r = F_c \cdot x(4.76)$$

$$E_{r \text{ estopa}} = 30 \text{ Nm}$$

Cabe recalcar que los valores obtenidos experimentalmente están sujetos a condiciones ideales y la fuerza aplicada está distribuida transversalmente a la dirección de alineamiento de las fibras que componen la estopa.

Anteriormente se realizó un análisis comparativo de la resistencia al corte de la estopa de coco y los materiales sintéticos, dando como resultado que el valor más

bajo correspondía a la estopa, por lo cual se la asoció a esta familia de materiales sin ningún problema, tomándose como guía las propiedades de la madera, elemento que tiene mayor semejanza con el material objeto de nuestro estudio.

Según la norma europea EN 13859-1²⁰, la energía de rasgado de láminas de madera corresponde a 12 Nm (230 ± 15% N / 50 mm), valor que se encuentra por debajo de la cantidad obtenido teóricamente para la estopa, de modo que se puede asumir el valor calculado como referencia para la continuación de este proyecto, con lo cual se estima un alto factor de seguridad para el proceso de molienda.

4.2.1.3. Determinación de la velocidad de rasgado (v_r)

El principio de funcionamiento de este tipo de máquinas se basa en la compresión, cizallamiento e impacto en un solo punto de aplicación, de modo que es recomendable que su operación se realice a elevadas velocidades ($n > 1000$ rpm).

La velocidad de giro del rotor se determina según la premisa que; “la energía de rasgado de un material específico equivale al trabajo efectuado por una placa metálica (martillo) para rasgarlo”.

$$E_{r \text{ estopa}} = E_{\text{martillo}} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{martillo}} \cdot v_T^2 \quad (4.77)$$

Donde:

m_{martillo} : Masa del martillo

v_T : Velocidad tangencial en el punto de aplicación

De modo que la velocidad de rasgado equivale a la velocidad tangencial:

$$v_r = v_T$$

²⁰<http://www.sebastia.es/descargas-downloads/oficina-tecnica/productos>.

Y la velocidad de giro del rotor es:

$$v_r = 2\pi \cdot r_g \cdot n_2 (4.78)$$

Por lo tanto, se concluye que la velocidad de rasgado de la estopa de coco y la velocidad de giro del rotor, se encuentran en función de la geometría y el tipo de material que se emplearán para la construcción de los martillos, con lo cual estos parámetros serán determinados posteriormente.

4.2.1.4. Determinación de la potencia del rotor (P_{rotor})

Para el procesamiento de materiales similares a la estopa de coco, “normalmente se requieren alrededor de 745,7 W (1 HP) de potencia efectiva para procesar 45 kg/h de molienda media (grosera)”²¹

Contando con la consideración anterior y asumiendo un factor seguridad de 2 para el proceso de molienda se asume una potencia efectiva del rotor de 1,5 kW (2HP).

$$P_{\text{rotor}} = 1.490 \text{ W}$$

4.2.2. DISEÑO MECANICO

Los sistemas que conforman el proceso de trituración son:

- Sistema de alimentación
- Sistema de rasgado
- Sistema de transmisión de potencia
- Sistema de recolección

²¹HALL.C., (1968); “*Equipo para procesamiento de productos Agrícolas*”. Lima, Instituto Interamericano de Ciencias Agrícolas de la OEA (IICA, p.8.)

4.2.2.1. Diseño del sistema de alimentación

Este sistema está conformado únicamente por la tolva de carga, la cual corresponde a la tolva de descarga del proceso anterior.

4.2.2.1.1. Dimensionamiento de la tolva de carga 2.

La configuración seleccionada anteriormente permite una mejor fluidez de los fragmento de estopa, beneficiando de esta forma la desintegración total del material de partida.

El volumen ocupado, por los fragmentos menores de estopa generados en el proceso de trituración es mucho menor en comparación con el volumen ocupado por el material de partida procesado anteriormente; con lo cual la geometría de esta tolva es más reducida en comparación con la tolva de carga 1. Su esquema se muestra a continuación en la (figura 4.22):

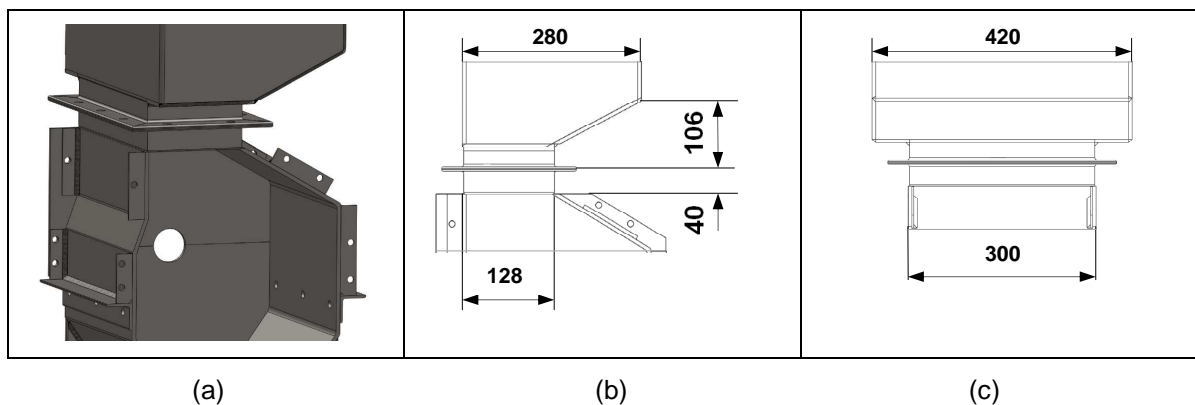


Fig. 4.22 (a) Esquema de la tolva de alimentación 2, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista lateral.

4.2.2.2. Diseño del sistema de rasgado

El sistema seleccionado está conformado por una serie de martillos móviles con sus respectivos ejes soporte que están sujetos a un conjunto de 3 discos cuadrangulares, los cuales están empotrados al eje de transmisión; en las paredes de la cámara de molienda se anclan una serie de barras de impacto las cuales están sujetas por pernos de cabeza hexagonal.

Los martillos se encuentran distribuidos axialmente en 2 grupos de 5 y 6 elementos, cada conjunto está separado entre sí una distancia de 90 mm respecto a su centro de rotación, esta configuración permite una mayor área de rasgado, con lo cual el proceso es más eficiente, ver (figura 4.23)

Como elementos auxiliares se tiene un grupo de tornillos con cabeza hueca (prisioneros) para el anclaje de los ejes porta-martillos en los discos soporte, también se cuenta con un grupo de bujes que actúan como separadores de los martillos.

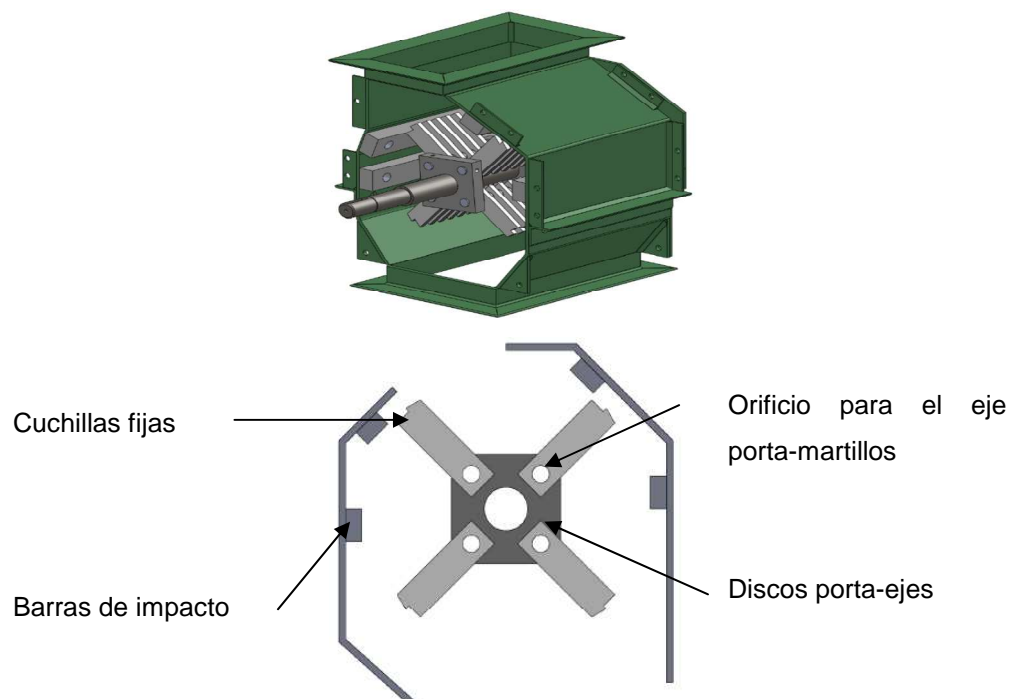


Fig. 4.23 Esquema del sistema de rasgado

4.2.2.2.1. Dimensionamiento de los martillos

Martillos: son barras metálicas con diversas geometrías y espesores los cuales dependen de la producción y el material que se requiera molturar.

Para determinar la geometría idónea de los martillos se realizó pruebas experimentales en un molino de martillos con paletas móviles en las instalaciones

de la empresa Egar S.A.²², los martillos ocupados fueron barras de acero bonificado de 10 mm de espesor sin aristas profundas de corte.

La molturación completa de los elementos de prueba tardó más tiempo respecto a la producción planificada (producción lenta 20 kg/h), evidenciándose que la mayor parte de energía utilizada fue empleada para el desfibramiento del material y no para el desgarrado del mismo.

Con lo cual se concluyó que los dispositivos requeridos para el proceso de molturación deben contar con un borde afilado para mejorar la eficiencia del sistema; idea que es ratificada para el rasgado de cartón y papel (materiales con estructuras parecidas a la estopa)²³.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores, se opta por emplear barras rectangulares de acero ASSAB DF-2 (SAE 01) de 8 mm de espesor con doble arista afilada en el borde superior. Su esquema se muestra a continuación en la (figura 4.24):

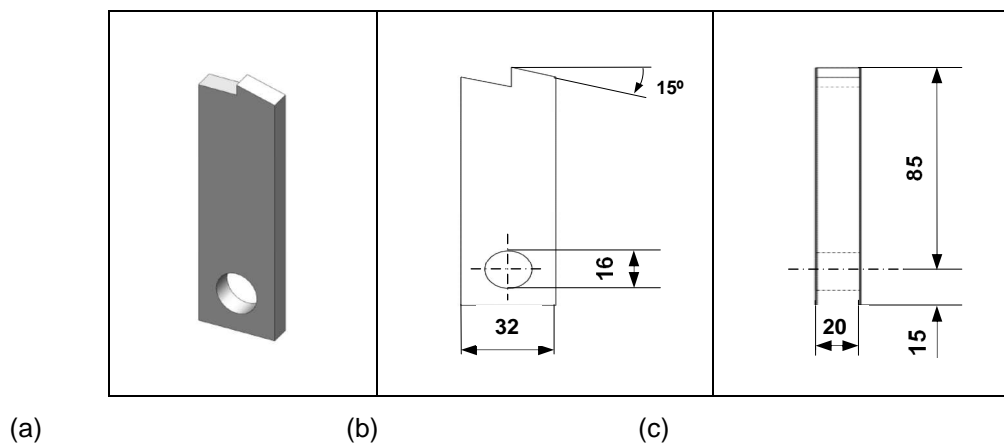


Fig. 4.24 (a) Esquema de los martillos, (b) Vista frontal, (c) Vista frontal lateral.

²²EGAR S.A.: Empresa productora y distribuidora de elementos de fricción.

²³QUEZADA A., (1997), "*Diseño y construcción de un molino de martillo para reciclaje de papel*", Ecuador, Quito, p.42.

De acuerdo a la disposición de los estos elementos se ocuparan dos grupos de martillos sobre cada eje soporte, uno de 5 y uno de 6, utilizando un total de 44.

La masa de cada martillo corresponde a:

$$m_{\text{martillo}} = 0,18 \text{ kg}$$

Tomando en cuenta la geometría definida para el diseño de los martillos, la velocidad del rotor puede ser evaluada según una variante de la **ecuación(4.81)**:

$$v_T = \sqrt{\frac{2 \cdot E_{\text{martillo}}}{m_{\text{martillo}}}}$$

$$v_T = 18 \text{ m/s}$$

Con lo cual la velocidad de giro del rotor según la **ecuación (4.82)**es:

$$n_2 = \frac{v_r}{2\pi \cdot r_g}$$

Donde:

r_g : Radio de giro (entre el eje del rotor y la punta afilada del martillo)=130 mm

Entonces la velocidad de giro del rotor es:

$$n_2 = 1.330 \text{ rpm}$$

4.2.2.2.2. Dimensionamiento de los separadores de martillos

La función de estos elementos es guardar una distancia acorde entre cada martillo, sufriendo de esta forma un desgaste menor; por la disposición alternada de cada grupo de martillos, la separación idónea entre cada dispositivo de impacto se recomienda que sea superior al espesor de cada uno de ellos (8 mm).

Con las consideraciones anteriores se concluye el uso de bujes de tubería galvanizada de 16 y 10 mm de diámetro interno y longitud respectivamente.

Con el uso de estos elementos se evitará el choque de los martillos en pleno funcionamiento así como la acumulación de material entre cada separación.

La masa de cada buje separador corresponde a:

$$m_{\text{bujes}} = 0,06 \text{ kg}$$

4.2.2.2.3. Dimensionamiento de los ejes porta- martillos

Estos elementos sirven como soporte de los martillos; por lo tanto están sometidos a un elevado desgaste por la fricción constante que experimentan al momento que pivotan los martillos.

De modo que se selecciona el diseño de una barra circular delgada que atraviesa los tres discos soporte.

Cálculo de las cargas sobre el eje porta-martillos

Las principales cargas a las cuales está sometido este elemento son la fuerza centrífuga (F_{C1}) debido a la rotación y el peso del grupo de martillos y bujes separadores (W_{sistema}), con lo cual la carga total aplicada sobre cada eje (F_{RE}), aplicando la síntesis de la ecuación (4.48) corresponde a:

$$F_{RE} = F_{C1} + W_{\text{sistema}}$$

Donde:

La fuerza centrífuga debido a la rotación es:

$$F_{C1} = N \cdot m_{\text{martillo}} \cdot \omega_2^2 \cdot r_{g2} \quad ; \quad \omega_2 = 139 \text{ rad/s } (n_2 = 1330 \text{ rpm}) \quad (4.79)$$

r_{g2} :Radio de giro de los martillos (85 mm)

N:Número de elementos (11)

$$F_{C1} = 3264 \text{ N}$$

El peso del sistema es:

$$W_{\text{sistema}} = 11 \cdot (m_{\text{martillo}} + m_{\text{bujete}}) \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 26 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza radial total aplicada sobre el eje porta martillos es:

$$F_{RE} = 3290 \text{ N}$$

De acuerdo a la disposición de los martillos sobre el eje, se asume esta fuerza como una carga distribuida por toda su longitud; de tal modo que el esfuerzo máximo ($\sigma_{\text{máx}}$) aplicado sobre el eje porta-martillos corresponde a:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M_{\text{máx}} \cdot c}{J} (4.80)$$

Donde:

$M_{\text{máx}}$: Momento torsor máximo

$$c = d/2 = 8 \text{ mm}$$

$$J = \pi \cdot d^4/64 = 3217 \text{ mm}^3$$

El momento torsor máximo aplicado es:

$$M_{\text{máx}} = \frac{q \cdot L^2}{8} (4.81)$$

Donde:

q : Carga distribuida ($F_{RE}/L = 13,71 \text{ N/mm}$)

L : Longitud de carga sobre el eje (240 mm)

Con lo cual el esfuerzo máximo aplicado sobre el eje es:

$$\sigma_{\text{máx}} = 245,5 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad de este elemento corresponde a:

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma_{\text{máx}}} (4.82)$$

Al ser muy difícil la adquisición de barras circulares de diámetros menores de aceros de alta resistencia a la fluencia, se opta por escoger pernos métricos de 16 mm de diámetro con grado 9.8, el mismo que cuenta con un $S_y = 720$ MPa (105 kpsi) y un $S_{ut} = 900$ MPa (130 kpsi).

De acuerdo a las consideraciones anteriores el factor de seguridad es:

$$n_s = 3$$

El alto factor de seguridad garantiza la larga vida útil del elemento seleccionado a pesar del gran desgaste al cual estará sometido.

4.2.2.2.4. Dimensionamiento de los discos porta-ejes

Estos elementos actúan como soporte de los ejes porta-martillos, transmitiendo de esta forma el movimiento del eje de transmisión.

Al igual que los discos porta-cuchillas del proceso anterior; las formas más comunes utilizadas para su construcción son triangulares, circulares y cuadrangulares, sobresaliendo esta última, por su facilidad en el proceso de construcción y balanceo.

La geometría escogida para su fabricación corresponde a un prisma cuadrangular de 100 mm de arista y 20 mm de espesor; con un orificio central para el montaje del eje de transmisión y 4 orificios circulares más pequeños cerca de sus vértices para el posicionamiento de los ejes porta-martillos, como se puede apreciar en la siguiente figura:

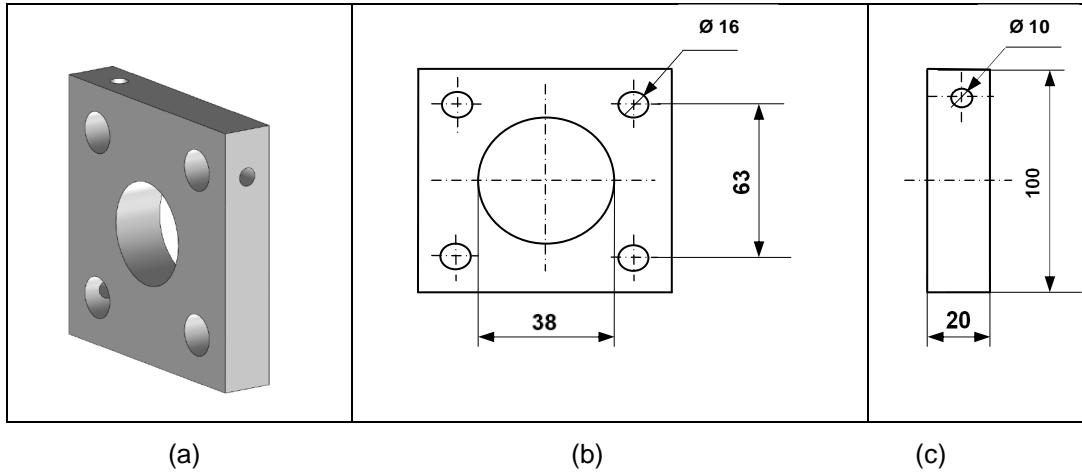


Fig. 4.25 (a) Esquemade los discos porta-ejes, (b) Vista frontal, (c) Vista frontal lateral.

Cálculo de los esfuerzos en el disco

Los esfuerzos producidos por la rotación de estos elementos se pueden evaluar utilizando el mismo método ocupado para el estudio de los discos porta-cuchillas del proceso anterior (**sección 4.1.2.2.2.**)

Con lo cual según la **ecuación (4.5)** los esfuerzos tangenciales críticos son:

$$\sigma_t = \frac{(3 + \mu) \cdot \rho \cdot \omega^2}{8} \cdot \left[b^2 + a^2 + \frac{a^2 \cdot b^2}{r^2} - \left(\frac{1 + 3\mu}{3 + \mu} \cdot r^2 \right) \right]$$

Donde:

$$b = 71 \text{ mm}$$

$$a = 19 \text{ mm}$$

$$\omega = 139 \text{ rad/s } (n_2 = 1.330 \text{ rpm})$$

$$\rho_{\text{acero}} = 7850 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 0,29 \text{ (razón de Poisson para el acero)}$$

Entonces los esfuerzos tangenciales máximo y mínimo son:

$$\sigma_{t \text{ máx}} = 0,64 \text{ MPa ; } r = a(4.6)$$

$$\sigma_{t \text{ máx}} = 0,18 \text{ MPa ; } r = b(4.7)$$

La amplitud de esfuerzo se evalúa con la **ecuación (4.8)**:

$$\sigma_a = 0,23 \text{ MPa}$$

El esfuerzo medio se evalúa con la **ecuación (4.9)**:

$$\sigma_m = 0,41 \text{ MPa}$$

El material y la geometría seccionados para el estudio de estos elementos son los mismos que fueron empleados para el análisis de los discos porta-cuchillas, con lo cual el valor de la resistencia la fatiga y el límite de fluencia son 200 y 250 MPa respectivamente.

El factor de seguridad a fatiga se determina con la ayuda de la **ecuación (4.10)**:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_s}$$

$$n_s = 358$$

De tal forma que el factor de seguridad indica que el elemento cumplirá satisfactoriamente sus funciones sin ningún problema. El espesor asumido también corresponde a 20 mm, asegurando de esta forma la correcta soldabilidad del disco con el eje de transmisión, así como las perforaciones necesarias para el posicionamiento de los prisioneros; con lo cual la masa de cada disco porta-cuchillas corresponde a:

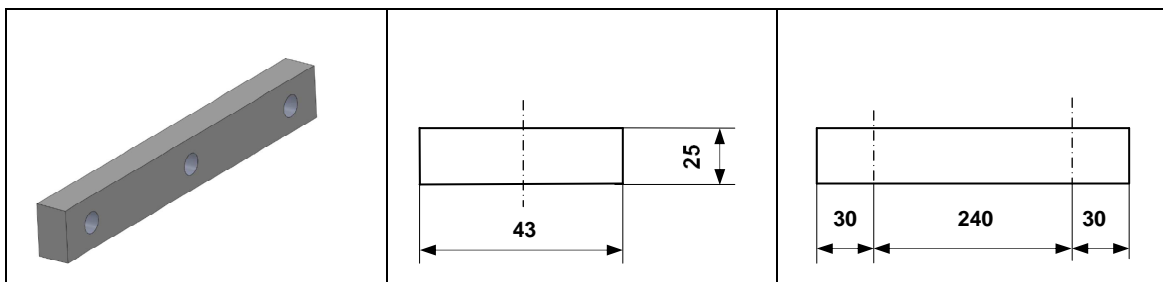
$$m_{de-m} = 1,27 \text{ kg}$$

4.2.2.2.5. Dimensionamiento de las barras de impacto

Estos elementos cumplen la misma función que las cuchillas fijas del proceso anterior, ayudando de esta forma a cubrir una mayor área de rasgado del material de partida.

Las barras están sujetas a un desgaste elevado por abrasión y por la fricción constante del material de partida; por lo cual se opta por escoger llantas de acero ASSAB DF-2 (SAE 01) de 300x43x22 mm.

La disposición de estos elementos dentro de la cámara de molienda es escalonada respecto al eje de rotación principal, por lo cual se disponen 4 barra en cada una de las paredes de la cámara, su posicionamiento se garantiza por pernos alta resistencia. Su esquema se muestra a continuación en la (figura 4.26):



(a) (b)(c)

Fig. 4.26(a) Esquema de las barras de impacto, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista frontallateral.

4.2.2.3. Diseño del sistema de transmisión de potencia

Al igual que en el proceso de trituración el sistema de transmisión para este proceso está constituido por el motor, poleas, bandas, eje de transmisión, rodamientos y chumaceras, ver (figura 4.27).

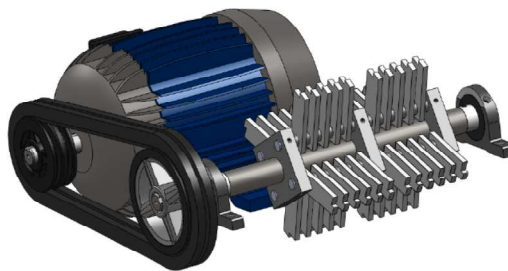


Fig. 4.27 Esquema del sistema de transmisión de potencia 2

4.2.2.3.1. Selección del motor

Para esta fase del diseño se empleará un motor polifásico de inducción, la principal consideración que rige la selección es la potencia requerida por el rotor (P'_{rotor}); en el estudio de los parámetros de diseño se determinó que la potencia requerida para cumplir el proceso de molienda corresponde a 1,5 kW (2 HP).

Teniendo en cuenta que la transmisión de movimiento se dará por medio de bandas trapeciales, y que se producen pérdidas por el uso de rodamientos se concluye que la potencia efectiva del rotor (P_{rotor}) es:

$$P'_{\text{rotor}} = P_{\text{rotor}} \cdot \eta_m \quad (4.83)$$

Donde:

η_m : Rendimiento mecánico de la maquina (0,86 valor determinado anteriormente en la sección 4.1.1.4.)

Con lo cual:

$$P_{\text{rotor}} = 1,73 \text{ kW (2,3 HP)}$$

Considerando el rendimiento en operación continua con velocidad y carga constante equivalente al 80% del máximo de la potencia al freno; la potencia nominal requerida utilizando la **ecuación (4.25)** corresponde a:

$$P_{\text{nr}} = \frac{1,73 \text{ kW}}{0,8} = 2,2 \text{ kW (2,9 HP)}$$

Cálculo de la Potencia del motor (P_{motor})

Considerando la sobrecarga a la cual está sometido el sistema con una carga horaria de 8 horas/día, se estima un factor de servicio normal con un valor de 1,3 (ver TABLA A-4.5 del **Anexo 4.**)

De tal forma que la potencia del motor según la **ecuación (4.26)** es:

$$P_{\text{motor}} = 1,3 \cdot 2,2 \text{ kW} = 2,8 \text{ kW (3,8 HP)}$$

La oferta comercial en el mercado local ofrece este tipo de equipos con potencias de 3 y 5 HP, con lo cual se opta por seleccionar un motor trifásico de 5 HP y 1800 rpm, asegurando de esta forma el correcto funcionamiento del sistema; de modo que la potencia de diseño corregida es 3,7 kW.

4.2.2.3.2. Selección de poleas

Las consideraciones para la selección de estos elementos son:

- $n_1 = 1.800 \text{ rpm}$
- $n_2 = 1.330 \text{ rpm}$
- $d_1 = 102 \text{ mm (4 pulg)}$

Con lo cual:

$$i = \frac{1.800 \text{ rpm}}{1.330 \text{ rpm}} = 1,35(4.27)$$

$$d_2 = i \cdot d_1 = 138 \text{ mm (5,4 pulg)}(4.28)$$

De modo que se emplearán poleas de hierro fundido de 102 y 138 mm para el eje transmisor y el eje conducido respectivamente.

4.2.2.3.3. Selección de bandas

Al igual que en el proceso anterior, para transmitir una potencia de 5 HP con una velocidad de rotación de 1800 rpm, es necesario emplear bandas trapeciales tipo A; las principales consideraciones con las que se cuenta para la selección de estos elementos son:

- $C_{\text{mín}} = 138 \text{ mm (5,4 pulg)}$
- $C_{\text{máx}} = 716 \text{ mm (28 pulg)}$

Debido a la configuración del sistema la distancia mínima optima entre centros es de 343 mm (13,5 pulg).

Con lo cual la longitud de la banda según la **ecuación (4.29)** es:

$$L_b = 1061 \text{ mm (42 pulg)}$$

Por lo tanto para una relación de velocidad de 1,35, una velocidad de giro del motor de 1800 rpm, una distancia entre centros de 330 mm (13 pulg) y una banda tipo A; se selecciona una banda A-42; la cual cuenta con las siguientes características (ver TABLA A-4.7 del **Anexo 4**):

- $C = 363 \text{ mm (14,3 pulg)}$
- Potencia transmitida por banda: $P_b = 2870 \text{ W (3,85 HP)}$
- Factor de corrección por arco y longitud: $f_{\theta-L} = 0,86$

Cálculo del número de bandas (N_b)

Utilizando un factor de servicio similar al ocupado en el proceso anterior ($k_s = 1,3$) la potencia de diseño del sistema según la **ecuación (4.30)** es:

$$P_{\text{diseño}} = 1,3 \cdot 3,7 \text{ kW} = 4,85 \text{ kW (6,5 HP)}$$

La potencia adicional ($P_{\text{adicional}}$), para una velocidad de giro de 1800 rpm y una relación de transmisión de 1,35 corresponde a 0,28 kW (0,38 HP) (ver TABLA A-4.8 del **Anexo 4**); por lo tanto la potencia corregida por banda ocupando la **ecuación (4.31)** es:

$$P_{\text{corregida}} = 0,86 \cdot (2,87 + 0,28) = 2,7 \text{ kW (3,6 HP)}$$

El número de bandas requerido aplicando la **ecuación (4.32)** corresponde a:

$$N_b = \frac{4,85 \text{ kW}}{3,6 \text{ kW}} = 1,8 \approx 2$$

4.2.2.3.4. Diseño del eje de transmisión

El eje de transmisión, que se visualiza en la (figura 4.28), se dispone horizontalmente con los discos porta-martillos sujetos a éste por medio de cordones de soldadura alrededor de toda su periferia.

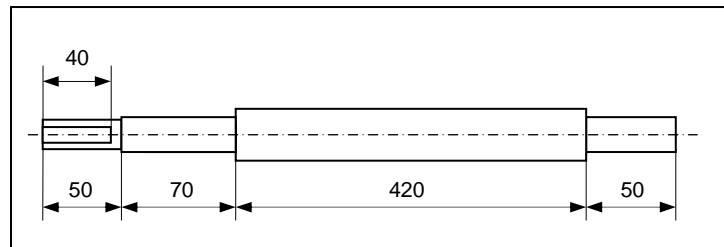


Fig. 4.28 Esquema del eje de transmisión 2

ANÁLISIS DE LAS FUERZAS EN EL EJE

Las cargas que actúan sobre el eje son:

- El peso de la polea (W_1).
- Las fuerzas ortogonales producidas por las tensión que las bandas (F_{PY}) y (F_{PZ}).
- El peso del conjunto discos porta-ejes, ejes porta-martillos, bujes separadores y martillos (W_2).
- La fuerza tangencial del rotor (F_{TR}).
- Las reacciones que producen los cojinetes (A y B)

Cálculo de las fuerzas ortogonales en la polea

Las tensiones de las bandas se pueden evaluar utilizando las ecuaciones (4.35) y (4.37).

$$P_{\text{motor}} = (F_1 - F_2) \cdot v_b (4.35)$$

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{f_{rb} \cdot \theta_{b2}} (4.37)$$

Donde:

$$v_b = \pi \cdot (1330 \text{ rpm}) \cdot (138 \text{ mm}) = 9,6 \text{ m/s (1880 pie/min)} (4.36)$$

$$f_{rb} = 0,5123$$

$$F_c = 0,561 \cdot \left(\frac{1880 \text{ pie/min}}{1000} \right)^2 = 8,9 \text{ N (2 lbf)} (4.38)$$

El ángulo de envolvente de la banda con la polea del rotor se puede determinar con la **ecuación (4.39)**.

$$\theta_{b2} = 180^\circ + 2 \cdot \sin^{-1} \left(\frac{138 - 102}{2 \cdot 363} \right) = 185,6^\circ (3,24 \text{ rad})$$

Con las consideraciones anteriores las tensiones de las bandas son:

$$F_1 = 473 \text{ N}$$

$$F_2 = 83 \text{ N}$$

El momento torsor (T) se determina con la **ecuación (4.40)**:

$$T = \frac{(473 - 83) \text{ N} \cdot 138 \text{ mm}}{2} = 26,7 \text{ Nm}$$

Según la **ecuación (4.41)** la fuerza tangencial (F_{TP}) en la polea es:

$$F_{TP} = \frac{2 \cdot T}{d_2}$$

$$F_{TP} = 390 \text{ N}$$

Asumiendo un factor de correa de 1,45 (ver Tabla 4.6); la carga radial de la polea (F_{RP}) que actúa sobre la polea puede ser determinada con la **ecuación (4.42)**.

$$F_{RP} = 1,45 \cdot 390 \text{ N} = 565 \text{ N}$$

Las fuerzas que produce la polea a lo largo de los ejes Y y Z pueden ser evaluadas con las **ecuaciones (4.33) y (4.34)**.

$$F_{PY} = (F_1 - F_2) \cdot \sin \theta_2 (4.33)$$

$$F_{PZ} = (F_1 + F_2) \cdot \cos \theta_2 (4.34)$$

Donde:

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{138-102}{2 \cdot 363} \right) = 2,81^\circ (4.43)$$

Por lo tanto las fuerzas ortogonales en la polea del rotor son:

$$F_{PY} = 19 \text{ N}$$

$$F_{PZ} = 555 \text{ N}$$

Cálculo de las fuerzas tangencial y centrífuga del rotor provocadas por las cargas dinámicas

Al tener en cuenta la potencia del motor y la velocidad traslación que adquieren los ejes porta-martillos (v_{e-m}); la fuerza tangencial del sistema puede ser calculada con la siguiente expresión:

$$F_{TR} = \frac{P_{motor}}{v_{e-m}} (4.85)$$

Donde:

$$v_{e-m} = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot d_{e-m} (4.86)$$

d_{e-m} : Diámetro ente los ejes de los martillos (90 mm)

$$v_{e-m} = 12,5 \text{ m/s}$$

Con lo cual la fuerza tangencial del rotor es:

$$F_{TR} = 297 \text{ N}$$

La fuerza radial aplicada sobre el eje de transmisión puede ser determinada empleando el mismo método utilizado para el cálculo de la fuerza radial total aplicada (F_{RR}) sobre el sistema del proceso de trituración; con lo cual la carga radial sobre el eje aplicando la síntesis de la ecuación (4.48) corresponde a:

$$F_{RR} = F_{C1} + W_{\text{sistema}} \quad (4.48)$$

La fuerza centrífuga debido a la rotación es:

$$F_{C1} = 44 \cdot 0,18 \text{ kg} \cdot (139 \text{ rad/s})^2 \cdot 45 \text{ mm} = 6890 \text{ N}$$

El peso del sistema corresponde al peso total del rotor (ejes porta-martillos, discos porta-ejes, martillos y bujes separadores)

$$W_{\text{sistema}} = [11 \cdot (m_{\text{martillo}} + m_{\text{bujes}}) + 3 \cdot m_{\text{de-m}} + 4 \cdot m_{\text{e-m}}] \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 159 \text{ N}$$

Por lo tanto la fuerza radial total aplicada es:

$$F_{RR} = 7049 \text{ N}$$

DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN EL PLANO X-Y

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano X-Y se distribuyen de tal manera como se muestra en la (figura 4.29):

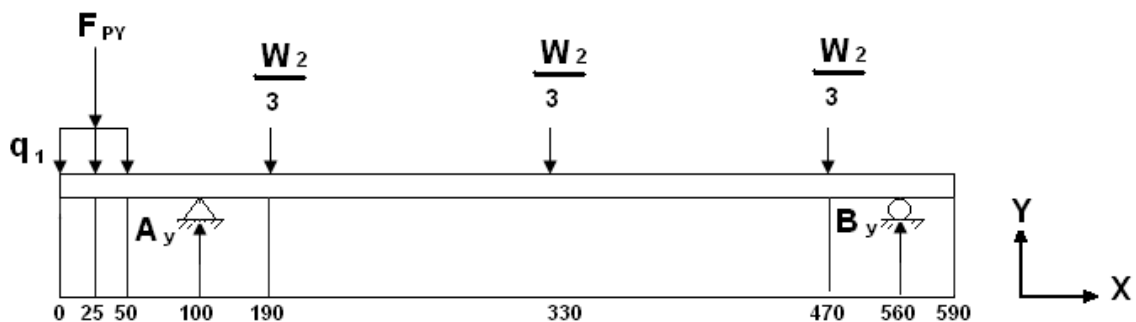


Fig. 4.29 Distribución de cargas en el eje de transmisión 2 (Plano X-Y)

Tabla 4.11 Cargas puntuales y distribuidas en el eje en el Plano X-Y

CARGA PUNTUAL	VALOR	CARGA DISTRIBUIDA	VALOR
W_1	45 N (valor medido)	q_1	900 N/m
$W_2/3$	53 N (valor teórico)		
F_{PY}	19 N		

La sumatoria de las cargas en el eje Y es:

$$(\uparrow+) \sum F_Y = 0$$

$$-W_1 - F_{PY} + A_Y - W_2 + B_Y = 0$$

$$A_Y + B_Y = 223 \text{ N}$$

La sumatoria de los momentos en el punto A es:

$$(\curvearrowright+) \sum M_A = 0$$

$$75 \cdot (F_{PY} + W_1) - (90 + 230 + 370) \cdot W_2/3 + 460 \cdot B_Y = 0$$

$$B_Y = 69 \text{ N}$$

De modo que la reacción en A es:

$$A_Y = 154 \text{ N}$$

Determinación de los momentos flectores en el plano X-Y

- **Tramo 1:** $0 < x_1 < 25 \text{ mm}$

$$M_v = -q_1 \cdot \frac{x_1^2}{2}$$

$$M_0 = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{25} = -0,28 \text{ Nm}$$

- **Tramo 2:** $0 < x_2 < 25 \text{ mm}$

$$M_v = -F_{PY} \cdot x_2 - q_1 \cdot \frac{(25 + x_2)^2}{2}$$

$$M_{25} = -0,28 \text{ Nm}$$

$$M_{50} = -1,60 \text{ Nm}$$

- **Tramo 3:** $0 < x_3 < 50 \text{ mm}$

$$M_v = -(F_{PY} + W_1) \cdot (25 + x_3)$$

$$M_{50} = -1,60 \text{ Nm}$$

$$M_{100} = -4,80 \text{ Nm}$$

- **Tramo 4:** $0 < x_4 < 90 \text{ mm}$

$$M_v = A_Y \cdot x_4 - (F_{PY} + W_1) \cdot (75 + x_4)$$

$$M_{100} = -4,80 \text{ Nm}$$

$$M_{153} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{190} = 3,30 \text{ Nm}$$

- **Tramo 5:** $0 < x_5 < 140 \text{ mm}$

$$M_v = -W_2/3 \cdot x_5 + A_Y \cdot (90 + x_5) - (F_{PY} + W_1) \cdot (165 + x_5)$$

$$M_{190} = 3,30 \text{ Nm}$$

$$M_{330} = 8,48 \text{ Nm}$$

- **Tramo 6:** $0 < x_6 < 140 \text{ mm}$

$$M_v = -W_2/3 \cdot (140 + 2 \cdot x_6) + A_Y \cdot (230 + x_6) - (F_{PY} + W_1) \cdot (305 + x_6)$$

$$M_{330} = 8,48 \text{ Nm}$$

$$M_{470} = 6,24 \text{ Nm}$$

- **Tramo 7:** $0 < x_7 < 90$ mm

$$M_v = -W_2 \cdot (140 + x_7) + A_Y \cdot (370 + x_7) - (F_{PY} + W_1) \cdot (445 + x_7)$$

$$M_{470} = 6.24 \text{ Nm}$$

$$M_{560} = 0 \text{ Nm}$$

El diagrama de momento flector se detalla en la (figura 4.30):

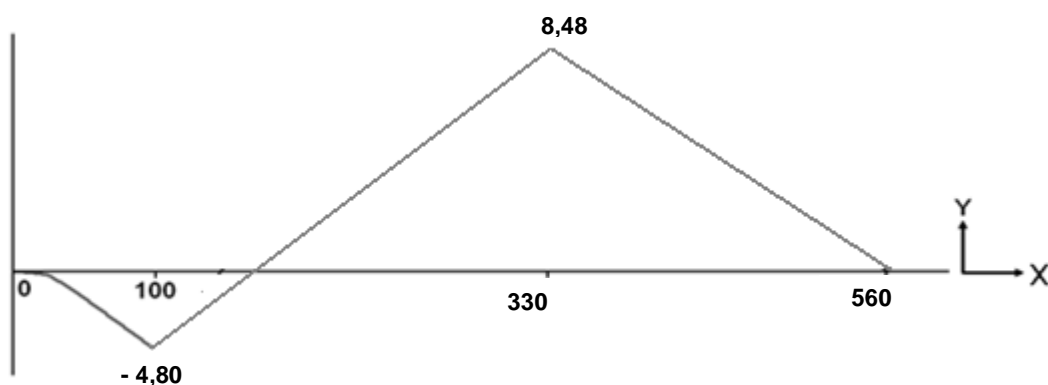


Fig. 4.30 Diagrama del momento flector en el plano X-Y

DISTRIBUCIÓN DE CARGAS EN EL PLANO X-Z

Las principales cargas que se aplican a lo largo del eje de transmisión en el plano X-Z se distribuyen de tal manera como se muestra en la (figura 4.31):

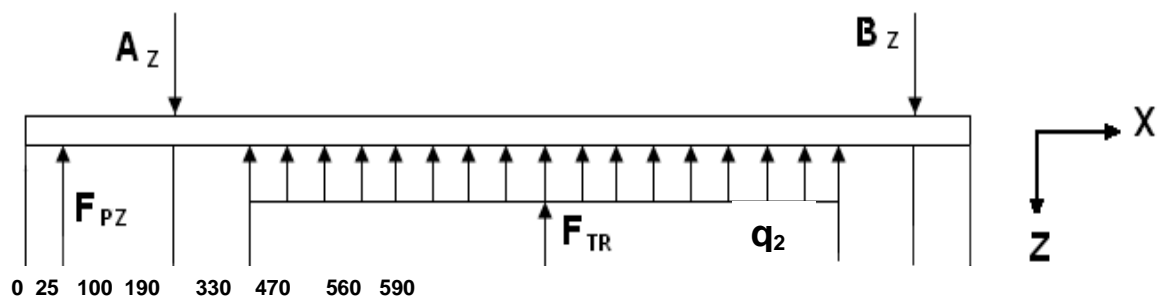


Fig. 4.31 Distribución de cargas en el eje de transmisión 2 (Plano X-Z)

Tabla 4.12 Cargas puntuales y distribuidas en el eje en el Plano X-Z

CARGA PUNTUAL	VALOR	CARGA DISTRIBUIDA	VALOR
F_{TR}	297 N	q_2	1060 N/m
F_{PZ}	555 N		

La sumatoria de las cargas en el eje Z es:

$$(\downarrow +) \sum F_Z = 0$$

$$F_{PZ} - A_Z + F_{TR} - B_Z = 0$$

$$A_Z + B_Z = 852 \text{ N}$$

La sumatoria de los momentos en el punto B es:

$$(\curvearrowright +) \sum M_B = 0$$

$$-535 \cdot F_{PZ} + 460 \cdot A_Z - 230 \cdot F_{TR} = 0$$

$$A_Z = 794 \text{ N}$$

De modo que la reacción en B es:

$$B_Z = 58 \text{ N}$$

Determinación de los momentos flectores en el plano X-Z

- **Tramo 1:** $0 < x_1 < 75 \text{ mm}$

$$M_v = F_{PZ} \cdot x_1$$

$$M_{25} = 0 \text{ Nm}$$

$$M_{100} = 41,63 \text{ Nm}$$

- **Tramo 2:** $0 < x_2 < 90 \text{ mm}$

$$M_v = -A_Z \cdot x_2 + F_{PZ} \cdot (75 + x_2)$$

$$M_{100} = 41,63 \text{ Nm}$$

$$M_{190} = 20,12 \text{ Nm}$$

- **Tramo 3:** $0 < x_3 < 280 \text{ mm}$

$$M_v = q_3 \cdot x_3^2 / 2 - A_Z \cdot (90 + x_3) + F_{PZ} \cdot (165 + x_3)$$

$$M_{190} = 20,12 \text{ Nm}$$

$$M_{415} = -6,83 \text{ Nm}$$

$$M_{470} = -5,25 \text{ Nm}$$

- **Tramo 4:** $0 < x_4 < 55 \text{ mm}$

$$M_v = F_{TR} \cdot (140 + x_4) - A_Z \cdot (370 + x_4) + F_{PZ} \cdot (445 + x_4)$$

$$M_{470} = -5,21 \text{ Nm}$$

$$M_{560} = 0 \text{ Nm}$$

El diagrama de momento flector se detalla en la (figura 4.32):

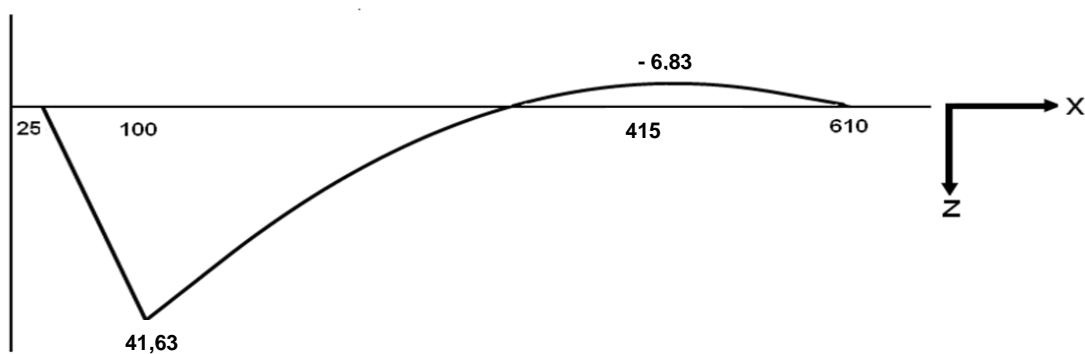


Fig. 4.32 Diagrama del momento flector en el plano X-Z

DIMENSIONAMIENTO DEL EJE

En las figuras 4.30 y 4.32 se puede visualizar que el momento flector máximo se ubica en el punto A, con lo cual $M_{XY} = -4,80 \text{ Nm}$ y $M_{XZ} = 41,63 \text{ Nm}$.

Por lo tanto el momento flector resultante en la sección crítica empleando la **ecuación (4.49)** es:

$$M = \sqrt{M_{XY}^2 + M_{XZ}^2}$$

$$M = 41,91 \text{ Nm}$$

De la misma forma que en el proceso anterior el eje de transmisión estará dimensionado para condiciones combinadas de flexión y torsión, por lo tanto se selecciona una barra redonda de acero de transmisión SAE 1018 (estirado en frío) con un $S_y = 370 \text{ MPa}$ (54 kpsi) y un $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$ (64 kpsi) de 38 mm de diámetro para la zona normal y 32 mm (1 1/4 pulg) para la zona crítica.

Cálculo de la resistencia a la fatiga

$$k_a = 4,51 \cdot 440^{-0,265} = 0,899$$

Laminado en frío

$$k_b = 1,189 \cdot 32^{-0,097} = 0,850$$

Si $8 < d < 250 \text{ mm}$

$$k_c = 1$$

$$k_d = 1$$

Si $T \leq 450 \text{ °C}$

$$k_e = 0,868$$

Confiabilidad del 95%

$$k_v = 0,286$$

$r = 0,5 \text{ mm}$

$$S_e' = 220 \text{ MPa}$$

Por lo tanto la resistencia a la fatiga del eje según la **(ecuación 4.12)** es:

$$S_e = 41,73 \text{ MPa} (6,1 \text{ kpsi})$$

Utilizando el enfoque de Soderberg, el factor de seguridad corresponde a:

$$n_s = \frac{d^3 \cdot \pi}{32 \cdot \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2}} \quad (4.54)$$

$$n_s = 2,5$$

De acuerdo al valor obtenido las condiciones asumidas para el eje del molino son las adecuadas para que cumpla a cabalidad todas sus funciones sin ningún inconveniente, con lo cual el diámetro del eje será de 38 mm por la facilidad de adquirir barras circulares de acero SAE 1018 (laminado en frio) con este diámetro; además se debe contar con una ceja a cada lado de 32 mm (1 1/4 pulg) de diámetro para el posicionamiento de los rodamientos.

De modo que su masa corresponde a:

$$m_e = 4,8 \text{ kg}$$

Cálculo aproximado de la velocidad máxima de rotación

Para determinar la velocidad de rotación crítica se parte del mismo principio utilizado el análisis del eje la trituradora con lo cual las cargas están distribuidas como se puede observar en la (figura 4.33) y sus valores corresponden a:

$$F_P = F_{RP} = 585 \text{ N}$$

$$F_R = F_{RR} = 427 \text{ N}$$

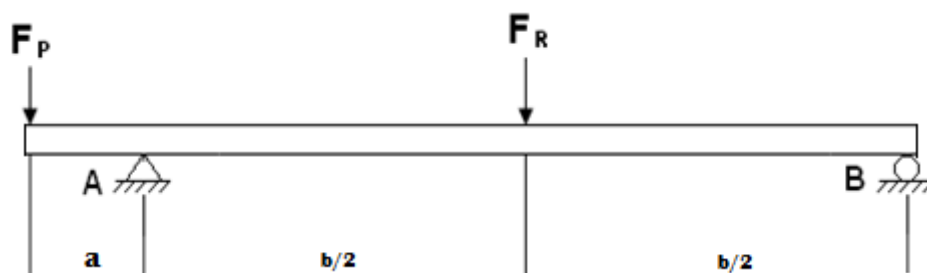


Fig. 4.33 Diagrama de las cargas resultantes sobre el eje 2

La longitud del eje es:

$$L = 590 \text{ mm}$$

La inercia del eje utilizando la **ecuación (4.55)** corresponde a:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

Donde:

$d = 170 \text{ mm}$ (El rotor está totalmente adherido al eje de transmisión por lo cual para el cálculo respecto se aplica el diámetro total del rotor)

$$I = 41,0 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

El módulo de elasticidad del acero es:

$$E = 210 \text{ GPa}$$

De modo que la máxima deflexión es producida por la carga resultante en la polea, con lo cual la velocidad de resonancia del eje según la **ecuación (4.56)** es:

$$n_{\text{res}} = \frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_T}{m_T}}$$

Donde:

$$C_T = \frac{48 \cdot 210 \text{ GPa} \cdot 41,0 \cdot 10^6 \text{ mm}^4}{590 \text{ mm}^3} = 2,01 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

$$m_T: \text{Masa en el punto crítico} \left\{ \begin{array}{l} m_p: \text{Masa de la polea} = 4,59 \text{ kg} \\ m_e: \text{Masa del eje} = 4,77 \text{ kg} \\ m_r: \text{Masa del rotor} = 16,2 \text{ kg} \end{array} \right.$$

$$m_T = m_p + m_e + m_r = 25,6 \text{ kg} (4.58)$$

La velocidad de resonancia es:

$$n_{\text{res}} = 84660 \text{ rpm}$$

La velocidad máxima de rotación según la **ecuación (4.59)**:

$$n_{\text{máx}} = 0,75 \cdot n_{\text{res}} = 63500 \text{ rpm} \quad (4.59)$$

Con la cual la velocidad máxima de rotación del eje del rotor es 53 veces menor a la velocidad máxima de rotación, de modo que el eje no entrará en resonancia con la velocidad seleccionada.

Cálculo del cordón de soldadura

Los discos porta-ejes estarán sujetos al eje de transmisión por medio de un cordón de soldadura alrededor de toda su periferia, como se observa en la (figura 4.34), por tal motivo es muy importante su análisis, ya que el mismo debe soportar el torque producido por el motor y el efecto de reacción de los ejes porta-martillos en el instante que se produce el golpeo.

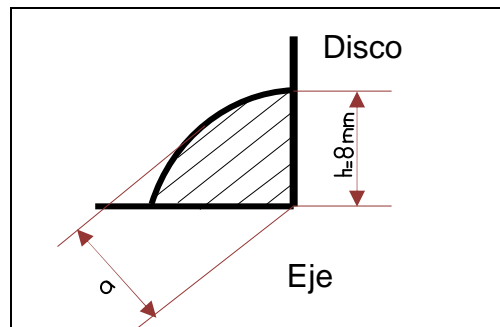


Fig. 4.34 Soldadura de filete (eje y disco porta-martillos)

La primera falla al corte a través de la cara lateral del cordón de soldadura por la fuerza producida en los ejes porta-martillos en el instante del golpeo se puede evaluar con la **ecuación (4.15)**, de tal forma que:

$$\tau_v = \frac{F_T}{A_s}$$

Donde:

$$F_T = F_{TR} = 297 \text{ N}$$

El área total de la garganta de soldadura es:

$$A_f = \sqrt{2} \cdot \pi \cdot h \cdot r_c; r_c: \text{Radio de corte en la sección crítica (19 mm)} \quad (4.60)$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

$$A_f = 675 \text{ mm}^2$$

Con lo cual la falla al corte producido por la fuerza máxima de cizallamiento en el cordón de soldadura es:

$$\tau_v = 0,5 \text{ MPa}$$

La segunda falla al corte a través de la cara lateral del cordón de soldadura producida por el máximo momento torsor según la **ecuación (4.61)** es:

$$\tau_t = \frac{M \cdot r_g}{J} \quad (4.61)$$

Donde:

$M = T$: Momento torsor en la polea (26,7 Nm)

$r_g = 45 \text{ mm}$

El momento polar de inercia del grupo de soldadura es:

$$J = \frac{h \cdot J_u}{\sqrt{2}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot h \cdot r_c^3}{\sqrt{2}}; r_c: \text{Radio de corte en la sección crítica (19 mm)} \quad (4.62)$$

$$J = 243790 \text{ mm}^3$$

Con lo cual la falla al corte producido por el máximo momento torsor en el cordón de soldadura es:

$$\tau_t = 4,9 \text{ MPa}$$

De modo que la falla total al corte aplicando la **ecuación (4.24)** corresponde a:

$$\tau_T = 4,93 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad a fatiga para el cordón de soldadura se puede evaluar con la **ecuación (4.10)**:

$$\frac{\tau_a}{S_e} + \frac{\tau_m}{S_{sy}} = \frac{1}{n_s}$$

Donde:

$$\tau_m = 4,93/2 = 2,47 \text{ MPa} \quad (4.22)$$

$$\tau_a = 2 \cdot 2,47 = 4,93 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

Al emplear el mismo material de aporte que el utilizado para los cordones de soldadura de los discos porta-cuchillas; la resistencia a la fatiga de este elemento tiene un valor de 82,7 MPa (12 kpsi) y una resistencia al corte de 200 MPa.

Con los parámetros establecidos, el factor de seguridad para el cordón de soldadura es:

$$n_s = 14$$

Por lo tanto se concluye que el material de aporte y la altura de filete, para el cordón de soldadura cumplen con los requerimientos establecidos.

4.2.2.3.5. Diseño de la lengüeta

El material seleccionado para el diseño de la lengüeta es un acero AISI 1045 con un ($S_y = 370 \text{ MPa}$), y los parámetros de evaluación se basan a un eje de 30 mm de diámetro (Ver TABLA A-4.9 del **Anexo 4**); contándose de esta forma con la siguiente información:

- Ancho de la lengüeta ($b=10$ mm)
- Espesor de la lengüeta ($a=8$ mm)

Se estima para el presente caso una longitud de 45 mm.

La falla al corte a través de la cara lateral de la lengüeta se puede evaluar con **ecuación (4.67)**:

$$\frac{S_{sy}}{n_s} = \frac{F_{cc}}{b \cdot L}$$

Donde:

$$S_{sy} = 0,577 \cdot 370 = 213,5 \text{ MPa}$$

F_{cl} : Fuerza de corte en la sección crítica de la lengüeta

$$F_{cl} = \frac{T}{r_c}; \quad T: \text{Momento torsor en la polea (26,7 Nm)}$$

r_c : Radio en la sección crítica (15 mm)

$$F_{cl} = 1780 \text{ N}$$

Con los parámetros establecidos, el factor de seguridad para la lengüeta es:

$$n_s = 54$$

Con el valor obtenido se concluye que la lengüeta, únicamente debe garantizar el aseguramiento del elemento acoplado, por lo tanto según la norma DIN 6886 se selecciona una lengüeta (A 45 × 10 × 8) con un ángulo de inclinación de 3°.

4.2.2.3.6. Selección de rodamientos y chumaceras

Al igual que en el proceso anterior se selecciona un par de rodamientos rígidos de bolas con un agujero interno de 32 mm (1 1/4 pulg) y una vida útil aproximada de 20.000 horas; la velocidad de giro del rotor corresponde a 1330 rpm.

Con lo cual la capacidad de carga dinámica, puede ser evaluada con la **ecuación (4.64)**:

$$f_L = \left(\frac{C_c}{P} \right) \cdot f_n$$

Donde:

El factor de esfuerzos dinámicos para una vida útil de 20.000 horas es:

$f_L = 3,42$ (Ver TABLA A-4.10 del **Anexo 4**)

La carga equivalente se puede evaluar con la **ecuación (4.66)**:

$$P = 2,5 \cdot \sqrt{((794)^2 + (154)^2)} = 2,02 \text{ kN}$$

Para una velocidad de giro del rotor de 1330 rpm, el factor de velocidad es:

$f_n = 0,293$ (Ver TABLA A-4.11 del **Anexo 4**).

Consecuentemente la capacidad de carga corresponde a:

$$C_c = \left(\frac{2,02 \text{ kN} \cdot 3,42}{0,293} \right) = 23,6 \text{ (Aproximadamente 25,5 kN)}$$

Por lo tanto, para la capacidad de carga requerida, se selecciona un par de rodamientos de bolas tipo S (P56207.104) de la marca FAG, con soporte de pie de fundición gris y diámetro interno de 32 mm (1 1/4 pulg); el cual cuenta con una carga dinámica de 25,5 kN (ver TABLA A-4.12 del **Anexo 4**).

4.2.2.3.7. Selección de pernos

Para la selección de pernos se considera los elementos que aseguran el posicionamiento de las barras de impacto sobre las paredes de la cámara de molienda.

Estos elementos se encuentran sometidos a un efecto de cizallamiento puro con lo cual, para el presente análisis se seleccionan tornillos métricos estándar de 14

mm de diámetro (M14x2), rosca gruesa de grado 4,6 (ver TABLA A-4.13 y 14 del **Anexo 4**); de modo que el factor de seguridad de los pernos se puede evaluar con la siguiente expresión:

$$\frac{S_{sy}}{n_s} = \frac{F_{cb}}{A_b} \quad (4.87)$$

Donde:

$$A_b = 155,44 \text{ mm}^2 \quad (\text{Área de la cara transversal del perno})$$

$$S_{sy} = 0,577 \cdot 240 \text{ MPa} = 138,5 \text{ MPa}$$

$$F_{cb} = F_{TR} = 297 \text{ N} \quad (\text{Fuerza de corte del perno})$$

De acuerdo a las consideraciones anteriores el factor de seguridad de este elemento corresponde a:

$$n_s = 72$$

El valor obtenido indica que estos elementos de sujeción soportarán sin ningún problema las cargas a las cuales estén sometidos.

4.2.2.4. Diseño del sistema de descarga

La función del sistema de descarga se basa en la evacuación de las partículas finas de estopa de coco (polvo de estopa de coco) generadas por el golpeteo sucesivo en la cámara de molienda; este sistema está constituido por el tamiz clasificador y la tolva descarga, como se denota en la (figura 4.35).

A continuación se detalla el dimensionamiento de ambos dispositivos:

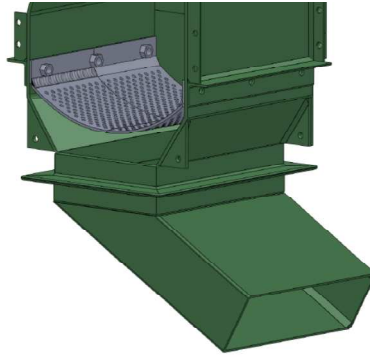


Fig. 4.35 Esquema del sistema de descarga 2.

4.2.2.4.1. Dimensionamiento del tamiz clasificador

Al igual que en el proceso anterior, las principales consideraciones que rigen el dimensionamiento de este elemento son; la geometría de los agujeros y la separación entre las puntas de los martillos y el tamiz.

En equipos similares (Molinos de martillos para el área agrícola) se recomiendan que la separación entre las puntas de los martillos y el tamiz este en el rango de 3 y 15 mm, con lo cual según la granulometría del producto final requerida para este proceso se opta por escoger una separación de 6 mm.

El diámetro medio de los agujeros para este caso se requiere que sean de 2mm pero por la oferta comercial presente en nuestro medio se elige por una plancha perforada de 3 mm de diámetro, en acero inoxidable de 3 mm de espesor.

Con las consideraciones expuestas se opta por una plancha rectangular delgada de 333x300 mm, con orificios circulares de 3 mm de diámetro distribuidos en forma de tresbolillo por toda su superficie, con un radio de curvatura de 234 mm, como se puede visualizar en la siguiente figura.



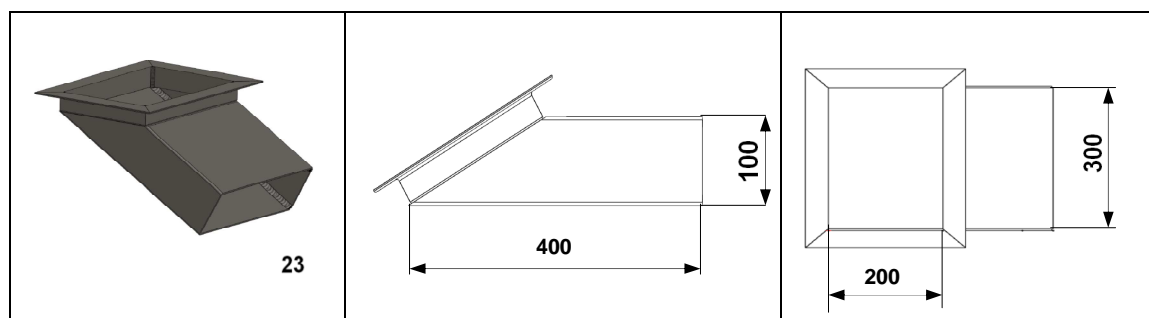
Fig. 4.36 Esquema del tamiz del molino

4.2.2.4.2. Dimensionamiento de la tolva de descarga

La tolva de descarga sirve como conducto de salida del material molido, por lo cual su geometría debe ser acorde al tipo de recolección que se espera, de esta forma se opta por un canal rectangular con un pequeño ángulo de inclinación descendente de tal manera que puede ser introducida la boca de un saco de recolección de 44 kg, ver (figura 4.37).

Al igual que en la tolva de carga, las paredes de este canal no están sometidos a cargas considerables, de modo el material seleccionado para su fabricación corresponde a un acero ASTM A-36 de 4 mm de espesor.

Su esquema se muestra a continuación:



(a) (b)(c)

Fig. 4.37(a) Esquema de la tolva de descarga, **(b)** Vista frontal, **(c)** Vista auxiliar.

4.2.2.5. Selección de elementos normalizados

A continuación se detalla la selección de los distintos elementos normalizados para cada uno de los sistemas del proceso de molienda:

Tabla 4.13Elementos normalizados para el proceso de molienda

SISTEMA	ELEMENTOS NORMALIZADOS					CANT.
	Descripción	Ubicación	Especificación	Material	Observaciones	
ALIMENTACIÓN	Perno, arandela y tuerca	Conjunto tolva – cámara de molienda	M12x1,75x25 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	10
RASGADO	Prisionero	Conjunto ejes soporte - discos	M10x1,5x12	Acero al carbono	Rosca basta	12
	Perno	Conjunto discos-martillos	M16x2x280 grado 9.8	Acero al carbono	Rosca basta	4
	Perno	Conjunto cámara– barras de impacto	M14x2x25 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	12
TRANSMISIÓN DE POTENCIA	Motor eléctrico	Conjunto motor- eje de transmisión	5 HP a 1800 rpm	-	Trifásico	1
	Polea	Motor eléctrico	Tipo A Ø=102 mm	Hierro fundido	Doble canal	1
	Polea	Eje de transmisión	Tipo A Ø=138 mm	Hierro fundido	Doble canal	1
	Banda trapecial	Conjunto motor- eje de transmisión	A-42	Varios	-	2
	Rodamiento	Eje de transmisión	56206.104 FAG	Acero	Øinterno= 32 mm	2
	Soporte de pie	Eje de transmisión	P206 FAG	Hierro fundido	-	2
	Lengüeta	Eje de transmisión	A 40x10x8 mm	Acero al carbono	-	1
DESCARGA	Perno, arandela y tuerca	Tamiz clasificador	M10x1,5x70grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	6
	Perno, arandela y tuerca	Conjunto tolva – cámara de molienda	M12x1,75x25 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	10
ESTRUCTURA	Perno, arandela y tuerca	Sujeción del motor eléctrico	M10x1,5x75 grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	4
	Perno, arandela y tuerca	Sujeción de los soportes de pie	M12x1,75x75grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	4
	Perno y arandela	Tapas cámara de molienda	M10x1,5x30grado 4.6	Acero al carbono	Rosca basta	18

4.3. ANÁLISIS ESTRUCTURAL DE LOS ELEMENTOS COMPLEMENTARIOS.

El principal elemento en el cual se basa el análisis de esta sección es la estructura metálica que actuará como base soporte de las cámaras de trituración y molienda, así como de sus respectivos motores de accionamiento y el resto de accesorios que conforman los sistemas.

El análisis respectivo se realiza con la ayuda del software SAP 2000.

4.3.1. GEOMETRÍA DE LA ESTRUCTURA

La estructura está comprendida por tubos cuadrados de 40 mm de arista y 3 mm de espesor, contando con una base de soporte para el anclaje en el piso conformada de perfiles tipo L de 40 mm de arista y 4 mm de espesor, como se detalla en la (figura 4.38).



Fig. 4.38Esquema de la estructura soporte

4.3.2. DESCRIPCIÓN DE LAS CARGAS

Las principales cargas a las cuales estará sometida la estructura son los pesos de todos los elementos que se posicionamiento sobre ella, contando también con su

propio peso; las cargas de los diversos elementos que se posicionan sobre la estructura son evaluados con la ayuda del software Solidwork 2009.

A continuación se detallan los pesos de todos los elementos involucrados:

4.3.2.1. Proceso de trituración

Carga 1: Esta carga comprende el peso de cámara de trituración, que a su vez soporta el peso de: la tolva de alimentación 1, el apisonador, las cuchillas fijas, el tamiz clasificador y la tolva de descarga 1.

Para efectuar las operaciones de mantenimiento de este sistema es indispensable la fácil accesibilidad hacia todos los elementos que lo conforman; por lo cual se opta por una cámara partida en dos partes; manteniéndose fija a la estructura la cámara de trituración inferior, mientras que la cámara superior puede pivotar en un extremo, ver (figura 4.39).

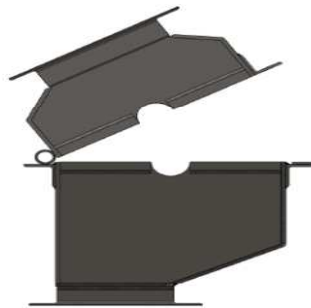


Fig. 4.39 Esquema de la cámara de trituración

Carga 2: Esta carga comprende el peso de las chumaceras, los rodamientos, la polea de 152 mm, el eje y el rotor de la trituradora.

4.3.2.2. Proceso de molienda

Carga 3: Esta carga comprende el peso de cámara de molienda, que a su vez soporta el peso de las barras de impacto, el tamiz clasificador y la tolva de descarga 2.

En el caso de este sistema, por la dificultad de accesibilidad al interior de la cámara de molienda debido a la configuración de la misma se opta por tapas partidas ubicadas a cada extremo de la cámara, como se puede observar en la (figura 4.40).

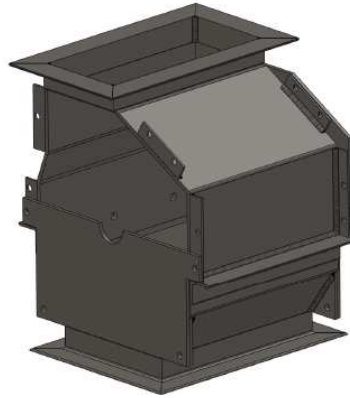


Fig. 4.40 Esquema de la cámara de molienda

Carga 4: Al igual que en la carga 2, esta evaluación comprende el peso de las chumaceras, los rodamientos, la polea de 138 mm, el eje y el rotor del molino.

Carga 5 y 6: Ambas cargas corresponden al peso de motor eléctrico de 5 HP.

Carga 7: Esta carga corresponde al peso propio de la estructura

Tabla 4.14 Resumen de cargas sobre la estructura:

	Componente	Masa (kg)	Peso (N)
Carga 1= 772 N	Tolva de alimentación 1	24,20	237
	Apisonador	6,10	60
	Cámara de trituración superior	17,20	169
	Cámara de trituración baja	25,10	246
	Cuchillas fijas	0,66	6
	Tamiz clasificador	3,00	29
	Chumaceras y rodamientos	2,40	24

Continuación de la Tabla 4.14:

Carga 2=278 N	Polea de 152 mm	5,10	50
	Eje de la trituradora	5,20	51
	Rotor de la trituradora	18,00	177
Carga 3= 520 N	Cámara de molienda	30,10	295
	Barras de impacto	8,80	86
	Tamiz clasificador	3,48	34
	Tolva de descarga 2	10,60	104
Carga 4=254 N	Chumaceras y rodamientos	2,40	24
	Polea de 138 mm	4,59	45
	Eje del molino	4,77	47
	Rotor del molino	16,20	159
Carga 5 y 6=517 N	Motor eléctrico de 5 HP	52,73	517
Carga 7=744 N	Estructura soporte	75,80	744

4.3.3. ANÁLISIS DE RESULTADOS

En el **ANEXO 5** se puede visualizar que la estructura soportará sin ningún inconveniente las cargas a las cuales está sometida, ya que cada uno de los elementos que la conforman, conservan un alto factor de seguridad (la gran mayoría en el rango de 2,5); Los elementos escogidos para la estructura fueron seleccionados por las diferentes configuraciones de las cámaras de trituración y molienda, así como la geometría de los dos motores eléctricos empleados.

CAPÍTULO V

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. ANÁLISIS ECONÓMICO FINANCIERO

5.1.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1.1.1. Estudio del mercado

Con el desarrollo del presente proyecto de titulación de pregrado se busca demostrar la viabilidad de invertir en una determinada actividad económica en este caso en particular en la molturación de las estopas de coco verde completamente secas, para la producción de sustratos fragmentado y granulado de coco, los cuales pueden ser utilizados principalmente en el cultivo hidropónico.

Además trata de que el riesgo de inversión sea un riesgo calculado, partiendo del hecho evidente de que cualquier inversión entraña un riesgo.

Con este estudio no se pretende eliminar el riesgo implícito que acarrea esta actividad, pero si cuantificar cuán grande o pequeño es el riesgo y hasta cierto punto tratar de minimizarlo.

5.1.1.1.1. Estudio de la oferta y la demanda

Oferta

En la actualidad los productos finales, sustratos granulado y fragmentado son importados directamente al Ecuador por las empresas que los demandan; la información específica de la cantidad total de importaciones de estos productos es nula, ya que estos materiales agrícolas ingresan al país dentro de una partida arancelaria combinada con el resto de desechos del cocotero. (Partida 2306500000)

De modo que la oferta internacional hacia nuestro país está regida por la demanda de las empresas nacionales; una cantidad aproximada de las importaciones de estos productos es de 500 T.M./año.

Al ser la oferta nacional de estos productos nula en nuestro mercado, es lógico pensar en el desarrollo de nuevas tecnologías para el procesamiento de las estopas de coco y sus residuos, ya que se podrían abaratar costos de transporte y tiempo de entrega respecto a la oferta extranjera, pudiendo entrar a competir de esta manera con una notable ventaja.

Demanda

Según diversas investigaciones realizadas se determinó que el principal importador y consumidor de estos productos es la florícola Hilsea Investments Limited (ubicada al Norte de la provincia de Pichincha), la cual adquiere una cantidad promedio de 250.000 T.M./año con un monto de compra de 450 USD/T.M. de sustratos.

También se determinó que existen pequeños productores de diversos tipos de vegetales que demandan estos productos pero por sus presupuestos reducidos están impedidos de poder importar estos insumos, por lo cual tienen que emplear otros tipos sustratos.

Una vez determinada la oferta nacional y demanda actuales se puede evidenciar que existe una demanda insatisfecha la cual pretende ser cubierta de alguna manera con la realización del presente proyecto.

Demanda insatisfecha por producción nacional

Este análisis permite establecer el balance entre la oferta nacional y la demanda actuales, determinando la brecha existente, la cual fue la primera condición para determinar la realización de este proyecto.

Tabla 5.1 Demanda insatisfecha

OFERTA NACIONAL	DEMANDA	DEMANDA INSATISFECHA
T.M./mes		
0	> 500	> 500

Por lo cual la empresa que se interese en la industrialización de las estopas de coco captará una demanda totalmente insatisfecha por la producción nacional; cabe hacer hincapié en una frase que rodea a los sustratos de coco, la cual dice: “polvo de coco igual a oro en polvo”

5.1.1.2. Estudio técnico

El estudio técnico analizará la posibilidad de fabricar los sistemas de trituración y molienda, en función de un adecuado diseño para una producción óptima de los sustratos de coco.

5.1.1.2.1. Localización del proyecto

El proyecto necesita estar ubicado cerca del lugar de acopio y secado de las estopas, de preferencia en un recinto de la región costa para aprovechar las condiciones climáticas óptimas para el secado del material de partida.

5.1.1.2.2. Determinación del tamaño

El tamaño del proyecto o capacidad instalada se expresará en unidades de producción por año.

Con la maquinaria que se va a diseñar, la capacidad instalada para la producción de sustratos granulado y fragmentado será de 7 T.M./mes en un turno de 8 horas diarias durante 260 días al año de producción.

Con esta capacidad la empresa que se interese en la realización del proyecto estará en capacidad de cubrir una demanda de 86 T.M./año dentro del país.

5.1.1.2.3. Ingeniería del proyecto

Existen varias etapas de la ingeniería que engloban la realización total de la producción de sustratos granulado y fragmentado de coco, pero en este análisis se detallará lo relacionado a la molturación de las estopas de coco verde totalmente secas.

Abastecimiento de insumos

El desarrollo del proyecto se realizó de acuerdo a los elementos y componentes existentes en el mercado local, con la finalidad que se tenga un normal abastecimiento de los mismos cuando se realice la construcción o una posterior reparación de los sistemas.

Identificación del impacto ambiental

Existe la necesidad vital de proteger y preservar el ambiente ya que es, al mismo tiempo, materia prima y hábitat para el futuro desarrollo humano y productivo del país, con lo cual el desarrollo de este proyecto es un gran aporte en beneficio de la causa del cuidado del planeta, ya que en síntesis ecológica estos sistemas mecánicos pueden ser considerados como un reciclador de estopas de coco verde.

Personal requerido

El personal que se requerirá para una adecuada puesta en marcha de los sistemas de trituración y pulverización se detalla en la siguiente tabla:

Tabla 5.2 Personal empleado para el proceso de molturación de estopas de coco

DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO	NIVEL DE PREPARACIÓN	Nº DE OPERADORES
Operador de maquinaria	Bachiller	1
Mantenimiento de maquinaria	Bachiller Técnico	1
Control de Calidad	Bachiller	1
Pruebas o Ensayos y Planificación	Ingeniero	1
	TOTAL :	4

5.1.2. ANÁLISIS DE COSTOS

Los principales costos que intervienen en el presente proyecto se pueden desglosar de la siguiente manera:

- Costos por fabricación
- Costos administrativos
- Costos de diseño
- Costos de venta
- Costos financieros

5.1.2.1. Costos por fabricación

De los costos por fabricación se pueden subdividir dos grandes grupos los cuales son: Costos directos y Costos por Carga Fabril.

NOTA: Todos los costos de fabricación así como los costos de materia prima y carga vigentes a la fecha actual se los obtiene de sondeos en las distribuidoras de materia prima y talleres correspondientes a las tareas necesarias a efectuarse.

5.1.2.1.1. Costos directos

Dentro de los costos directos o primos se encuentra el análisis de: Materia prima, Materiales directos, Mano de obra directa y Costos de máquinas herramientas

Tabla 5.3 Costo de materia prima

PROCESO DE TRITURACION							
ELEMENTOS	MATERIAL	DIMENSIONES REQUERIDAS	PESO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO FINAL	FUENTE
			(kg)		USD/kg	USD	
Sistema de alimentación							
APISONAR	Acero ASTM A-336 Platina 38x4 mm	2600 mm	3,27	1	1,27	A	DIPAC
	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 4 mm)	64.000 mm ²	2,01	1	1,15	B	DIPAC
TOLVA DE ALIMENTACIÓN	Acero ASTM A-336 Platina 38x4 mm	1500 mm	1,88	1	1,27	A	DIPAC
	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 4 mm)	702.500 mm ²	22,06	1	1,15	B	DIPAC
	Acero ST 33 Tubo negro (Ø = 20 mm)	60 mm	0,08	1	1,00	D	DIPAC

Sistema de corte							
CUCHILLAS MÓVILES	Acero SAE 01 Platina 57X10 mm	60 mm	0,27	20	11	59,40	IBCA
CUCHILLAS FIJAS	Acero SAE 01 Llanta 45x15 mm	400 mm	2,12	3	11	70,00	IBCA
BARRAS PORTA - CUCHILLAS	Acero SAE 1045 Llanta 40x15 mm	400 mm	1,88	3	2,3	13,00	IBCA
DISCOS PORTA - CUCHILLAS	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 20 mm)	100X100 mm	1,57	10	1,70	27,00	OXICORTE
Sistema de transmisión de potencia							
EJE - TRITURADOR	Acero SAE 1018 Barra (Ø = 38 mm)	640 mm	5,70	1	2,56	15,00	IBCA
CHAVETA- TRITURADOR	Acero AISI 1047	45x12x10 mm Inclinación = 3°	0,04	1	3,50	0,50	IBCA
Sistema de descarga							
TAMIZ - TRITURADOR	Acero ASTM A-366 Platina 38X4 mm	420 mm	0,53	2	1,30	A	DIPAC
	Plancha de acero con perforaciones cuadrangulares (25x25 mm)	90.000 mm ²	1,70	1	7,50	F	ARVAR

PROCESO DE MOLIENDA							
ELEMENTOS	MATERIAL	DIMENSIONES REQUERIDAS	PESO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO FINAL	FUENTE
			(kg)		USD/kg	USD	
Sistema de molienda							
MARTILLOS	Acero SAE 01 Platina 32x8 mm	100 mm	0,20	44	9,75	85,80	IBCA
BUJES SEPARADORES	Acero st 33 Tubo negro (Ø = 16 mm)	10 mm	0,01	44	1,20	E	DIPAC
EJES PORTA-MARTILLOS	Acero SAE 4340 Barra (Ø = 16 mm)	290 mm	0,49	4	3,00	6,00	IBCA
DISCOSPORTA - EJES	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 20 mm)	100X100 mm	1,57	4	1,70	11,00	DIPAC
BARRAS DE IMPACTO	Acero SAE 01 Llanta 43x22 mm	300 mm	2,23	4	11	98,12	IBCA
BASE - BARRAS DE IMPACTO	Acero ASTM A-36 Llanta 40x4 mm	300 mm	0,28	4	1,45	I	DIPAC
Sistema de transmisión de potencia							
EJE - MOLINO	Acero SAE 1018 Barra (Ø = 38 mm)	590 mm	5,25	1	2,56	13,50	IBCA
CHAVETA- MOLINO	Acero AISI 1047	45x14x10 mm Inclinación = 3°	0,05	1	3,50	0,50	IBCA

Sistema de descarga							
TOLVA DE DESCARGA	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 4 mm)	245.200 mm ²	7,70	1	1,15	B	DIPAC
	Perfil en L (40x40x4 mm)	1.320 mm	1,66	1	1,30	H	DIPAC
TAMIZ - TRITURADOR	Acero ASTM A-366 Platina 38X4 mm	300 mm	0,28	2	1,30	A	DIPAC
	Plancha de acero con perforaciones circulares (Ø = 3 mm)	30.000 mm ²	0,50	1	8,50	G	ARVAR
BASTIDOR							
ELEMENTOS	MATERIAL	DIMENSIONES REQUERIDAS	PESO	CANTIDAD	COSTO UNITARIO	COSTO FINAL	FUENTE
			(kg)		USD/kg	USD	
Proceso de trituración							
CÁMARA SUPERIOR	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 6 mm)	171.250 mm ²	8,07	1	1,25	C	DIPAC
	Perfil en L (40x40x4 mm)	2.000 mm	4,77	1	1,3	H	DIPAC
	Acero SAE 705 Barra cuadrada 16x16 mm	115 mm	0,23	4	2,30	2,15	IBCA
	Acero st 33 Tubo negro (Ø = 20 mm)	50 mm	0,07	2		D	DIPAC

CÁMARA INFERIOR	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 6 mm)	340.350 mm ²	16,03	1	1,25	C	DIPAC
	Perfil en L (40x40x4 mm)	2.050 mm	4,90	1	1,30	H	DIPAC
	Acero SAE 705 Barra cuadrada 16x16 mm	115 mm	0,23	4	2,30	2,15	IBCA
	Acero st 33 Tubo negro (Ø = 20 mm)	37 mm	0,06	4		D	DIPAC
	Acero ASTM A-366 Platina 40X4 mm	400 mm	0,50	2	1,50	I	DIPAC
Proceso de molienda							
CÁMARA DE MOLIENDA	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 6 mm)	258.500 mm ²	12,18	1	1,25	C	DIPAC
	Perfil en L (40x40x4 mm)	3.150 mm	7,52	1	1,30	H	DIPAC
	Acero ASTM A-366 Platina 25X4 mm	820 mm	0,64	1	1,50	J	DIPAC
TAPAS DE LA CÁMARA	Acero ASTM A-36 Plancha (e = 6 mm)	140.000 mm ²	6,59	2	1,25	C	DIPAC
Estructura							
ESTRUCTURA SOPORTE	Tubo cuadrado negro 40x40x3 mm	15.700 mm	57,0	1	1,20	K	DIPAC
	Perfil en L (40x40x4 mm)	3.260 mm	7,78	1	1,30	H	DIPAC

Diversos materiales empleados fueron designados según un código específico para realizar un análisis de la cantidad total del elemento requerido, con lo cual el valor correspondiente por todo el conjunto puede ser evaluado de la siguiente manera.

- **A:** Se requiere una platina completa de 38x4 mm (costo final= 8,50 USD)
- **B:** Se requiere una plancha completa de 4 mm (costo final= 103,80 USD)
- **B:** Se requiere una plancha completa de 6 mm (costo final= 165,58 USD)
- **D:** Se requiere un tubo negro completo de Ø= 20mm (costo final= 9,50 USD)
- **E:** Se requiere un tubo negro completo de Ø= 16mm (costo final= 8,00 USD)
- **F:** Se requiere un 1/4 de plancha perforada (costo final= 100,00 USD)
- **G:** Se requiere un 1/4 de plancha perforada (costo final= 113,00 USD)
- **H:** Se requiere 2 perfiles en L de 40x40x4 mm (costo final= 37,15 USD)
- **I:** Se requiere una platina completa de 40x4 mm (costo final= 9,10 USD)
- **J:** Se requiere una platina completa de 25x4 mm (costo final= 7,50 USD)
- **K:** Se requiere 3 tubo cuadrados de 40x40x3 mm (costo final= 78,30 USD)

Evaluando todos los valores pertinentes en esta sección se obtiene un subtotal de 1041 USD.

Tabla 5.4Costo de materiales directos

DESCRIPCION	MATERIA NORMA	DIMENSIONES DESIGNACION	CANT.	VALOR UNIT	TOTAL (USD)	FUENTE
Motor eléctrico	DIN 2098	5 HP/WEG	2	437,00	874,00	IBCA
POLEAS	Hierro fundido	Ø = 102 mm	2	22,00	44,00	INME
		Ø = 138 mm	1	30,00	30,00	
		Ø = 152 mm	1	35,00	35,00	
BANDA EN V	Varios	A-42	4	4,00	16,00	INME
RODAMIENTOS Y CHUMACERAS	Acero/hierro	P56206.104 FAG	4	40,00	160,00	INME
TORNILLERIA VARIA	ISO 4.6	M10 / M12 / M14 / M16 / M20	100		60,00	KIWY
SUBTOTAL					1210,00	

Tabla 5.5 Costo de mano de obra directa

OPERARIO	COSTO H-H (USD/h)	FUENTE
Tornero (T)	10,00	Talleres Mecánicos
Fresador (F)	10,00	Talleres Mecánicos
Soldador y armador (S)	10,00	Talleres Mecánicos
Cortador (C)	10,00	Talleres Mecánicos
Pintor (P)	10,00	Talleres Mecánicos
Taladrador (T)	10,00	Talleres Mecánicos

Tabla 5.6 Costo de máquinas herramientas

OPERARIO	COSTO H-H (USD/h)	FUENTE
Torneado (To)	10,00	Talleres Mecánicos
Fresado (F)	15,00	Talleres Mecánicos
Soldadura y armado (S)	10,00	Talleres Mecánicos
Amolado, corte (C)	5,00	DIPAC
Pintado (P)	10,00	Talleres Mecánicos
Taladrado (T)	10,00	Talleres Mecánicos
Limado	3,00	Talleres Mecánicos
Esmerilado	2,00	Talleres Mecánicos
Sierra manual	5,00	Talleres Mecánicos
Taladro manual	5,00	Talleres Mecánicos

Tabla 5.7 Costo de mano de obra y máquinas herramientas

ELEMENTO	H-H EMPLEADAS	H-M EMPLEADAS	COSTO TOTAL (USD)	
			M.O.	M.H.
APISONADOR (C, S, P)	0,5/0,33/0,17	0,5/0,33/0,17	10	7,5
TOLVA DE ALIMENTACIÓN (C,T,S,P)	0,33/0,17/0,33/0,17	0,33/0,17/0,33/0,17	10	8,35

CUCHILLAS MÓVILES (C,T,R)	2/0,67/2	2/0,67/2	46,7	36,7
CUCHILLAS FIJAS(C,T,R)	0,5/0,5/2	0,5/0,5/2	30	27,5
BARRAS PORTA-CUCHILLAS (C,T)	0,5/0,5	0,5/0,5	10	7,5
DISCOS PORTA-CUCHILLAS (C,T,R)	2/1/1	2/1/1	40	30
EJE-TRITURADOR (C,To,F)	0,5/4/0,5	0,25/2/0,25	50	50
CHAVETA-TRITURADOR (C,R)	0,4/0,5	0,4/0,5	9	7
TAMIZ-TRITURADOR (C,T,S)	0,33/0,33/0,33	0,33/0,33/0,33	10	8,5
MARTILLOS (C,T,R)	5/2/2	5/2/2	90	65
BUJES (C)	0,5	0,5	5	2,5
EJE PORTA-MARTILLOS (C)	0,5	0,5	5	2,5
DISCOS PORTA-CUCHILLAS (C,T,R)	2/1/1	2/1/1	40	30
BASE BARRAS DE IMPACTO (C,T)	0,5/0,5	0,5/0,5	10	7,5
EJE-MOLINO (C,To,F)	0,5/4/0,5	0,25/2/0,25	50	50
CHAVETA-MOLINO (C,R)	0,4/0,5	0,4/0,5	9	7
TOLVA DE DESCARGA (C,T,S)	1/0,5/0,5	1/0,5/0,5	20	15
TAMIZ-TRITURADOR (C,T,S)	0,33/0,33/0,33	0,33/0,33/0,33	10	8,5
BASTIDOR (C,T,S,P)	5/2,5/4/1	5/2,5/4/1	125	100
SUBTOTAL			580	472

Tabla 5.8 Resumen de costos directos

DESCRIPCION	COSTO (USD)
Materia prima	1041
Materiales directos	1210
Mano de obra directa	580
Costo de Máquinas Herramientas	472
SUBTOTAL (USD)	3303

5.1.2.1.2. Costo por carga fabril

Dentro de los costos por carga fabril se encuentra el análisis de: Materiales indirectos, Mano de obra indirecta, Otros gastos indirectos, Depreciación y Mantenimiento

Tabla 5.9 Costos por carga fabril

DESCRIPCION	COSTO (USD)
Materiales indirectos	100
Mano de obra indirecta	300
Otros gastos indirectos	0
Depreciación	0
Mantenimiento	0
SUBTOTAL (USD)	400

Tabla 5.10 Resumen de costos de fabricación

DESCRIPCION	COSTO (USD)
Costo Directo o primo	3303
Carga Fabril	400
SUBTOTAL (USD)	3703

5.1.2.2. Costos administrativos

Este tipo de costos hacen referencia a los gastos administrativos de una empresa con un objetivo en particular, para nuestro caso este tipo de costos es despreciable ya que no se contempla ninguna actividad de esta índole.

5.1.2.3. Costos por diseño

Considerando la guía del proyecto y el tiempo invertido en la investigación y análisis de la información, cálculos respectivos y elaboración de planos, se considera un monto de 1000 USD.

5.1.2.4. Costos de venta

Dentro de los costos de venta se encuentra el análisis de: Gastos de comercialización, Comisión a los vendedores, Representación, Publicidad, Impuestos sobre ventas, Transporte y Asistencia técnica a clientes; dentro de todos estos aspectos únicamente se puede evaluar el costo por transporte y tiene un valor de 400 USD.

5.1.2.5. Costos financieros

Dentro de los costos financieros se encuentra el análisis de: Intereses por préstamos, Descuentos y comisiones bancarias, Amortización de intereses durante la construcción e Imprevistos

Para el proyecto son innecesarios ya que solo se diseña la máquina, de tal modo que su valor corresponde a 0 USD.

Tabla 5.11 Resumen del costo total del proyecto

DESCRIPCION	COSTO (USD)
Costos de fabricación	3703
Costos administrativos	0
Costos de diseño	1000
Costos de Venta	400
Costos financieros	0
TOTAL (USD)	5103

Considerando el costo final es una muy buena opción la realización del proyecto ya que máquinas con funcionamientos relacionados tienen un valor promedio de 15.000 USD.

5.2. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

De la realización del presente documento se puede concluir lo siguiente:

- La implementación del cultivo horizontal con suelo falso (CULTIVO HIDROPÓNICO), que cuenta como elemento primordial para su realización a los sustratos de coco, se presenta como la mejor alternativa para incrementar el rendimiento de las producciones agrícolas así como la calidad de sus productos y al mismo tiempo para disminuir los costos de producción y el daño ambiental.
- La industrialización de las estopas de coco verde con fines agrícolas, se plantea como una actividad muy viable en nuestro medio por la alta demanda insatisfecha de los subproductos de la estopa; con lo cual se podrían alcanzar soluciones más viables para la recolección y tratamiento de los desechos del cocotero y a la vez generar nuevas fuentes de empleo para el país.
- Los elementos y componentes mecánicos que conforman los diferentes sistemas del triturador pulverizador fueron seleccionados para que sean de fácil adquisición en el mercado local.
- Las diversas configuraciones de los sistemas cuentan con líneas sencillas para que su mecanizado pueda ser realizado sin mayores inconvenientes en cualquier taller mecánico, de esta forma su construcción demandará menos recursos económicos y tiempos de fabricación.
- Al contar con dos sistemas mecánicos se puede realizar las operaciones de trituración y pulverización en conjunto o por separado, con lo cual si únicamente se pusiera en funcionamiento el primer sistema se obtendría fragmentos prismáticos de estopa los cuales podrían ser distribuidos como sustrato fragmentado, mientras que si se activaran los dos sistemas

conjuntamente se obtendría polvo de estopa, el mismo que podría ser vendido como sustrato granulado.

- El equipo ha sido diseñado tomando en cuenta, la capacidad que puede satisfacer las necesidades de un grupo pequeño de agricultores del sector florícola.
- Todos los cálculos se han basado en fundamentos teóricos y experimentales de equipos con similares capacidades de producción y que procesen elementos semejantes a la estopa de coco; conjuntamente con la realización de las pruebas mecánicas pertinentes para la obtención de las especificaciones técnicas.
- Los sistemas han sido diseñados para que se adapten incluso a moliendas de materiales más duros como los materiales sintéticos y residuos de madera.
- Al ser el elemento clasificador (Tamiz) de fácil remoción, a futuro se puede optar una variante en la geometría de estos elementos con lo cual se podría obtener un tercer sustrato (Sustrato fibroso e incluso sustrato mixto).
- El costo estimado para la ejecución del proyecto es relativamente bajo, si se considera que el equipo al mismo tiempo puede realizar dos actividades en paralelo, y que los costos de equipos afines duplican su valor.

La principal recomendación que se puede sugerir es:

- Continuar con el desarrollo de este proyecto en el aspecto constructivo; con lo cual se dará un gran paso para la industrialización de los fragmentos de la estopa de coco verde, generando un gran impulso para el fomento del desarrollo de nuevas tecnologías para procesar los desechos de éste y otros frutales.

BIBLIOGRAFÍA

Libros:

1. BANCO NACIONAL DE FOMENTO, (1979); *“Estudio para el fomento del cocotero en Esmeraldas”*.
2. BRENNAN J., (1970); *“Las operaciones de la ingeniería de alimentos”*, 2da edición, Editorial ZARAGOZA, España.
3. CENTRO DE COMUNICACIÓN TÉCNICA Y AGROPECUARIA; *“El cocotero y su cultivo”*, Ministerio de Agricultura y Ganadería, Ecuador.
4. DIRECCIÓN DE INFORMACIÓN GEOGRÁFICA Y AGROPECUARI, (2010); *“Estimación promedio de la superficie, cosechada, producción y rendimiento agrícola del Ecuador durante la última década”*; Ministerio de Agricultura y Ganadería, Ecuador.
5. FEODOSIEV, (1985); *“Resistencia de materiales”*, 3ra.ed, Editorial Moscú, MIR.
6. FREMOND Y., ZILLER R. y LAMOTHE M., (1969); *“El Cocotero”*, Colección de Agricultura Tropical, Editorial Blume, España.
7. González R., (2005); *“Directorio de empresas y equipo de procesamiento para derivados del cocotero”*, Universidad de Colima, México.
8. HALL.C., (1968); *“Equipo para procesamiento de productos Agrícolas”*. Lima, Instituto Interamericano de Ciencias Agrícolas de la OEA (IICA, p.8.)
9. KIRBY R., (1963); *“Vegetables fibres”*, Ed. CECSA, Londres.
10. KOHLER, (1986); ENGINES, *“Especificaciones”*, Magnum, Estados Unidos de América (EUA), Engine division, Kohler CO.
11. LARBURU N., (1994); *“Máquinas prontuario”*, España, 6ta edición, Thomson Paraninfo.

12. MORA L., (1999); "*Sustratos para el cultivo sin suelo o hidroponía*", XI Congreso Nacional Agronómico, Indagro, Costa Rica.
13. QUEZADA A., (1997); "*Diseño y construcción de un molino de martillo para reciclaje de papel*", Ecuador, Quito.
14. SHIGLEY, J.E, (1985); "*Diseño en Ingeniería Mecánica*", 4ta. Ed., Mexico, Ed. McGRAW-HILL.
15. SHIGLEY, J.E. (2006); "*Diseño en Ingeniería Mecánica*", 8va. Ed., USA, Ed. McGRAW-HILL.
16. TIMOSHENKO (2002); "*Resistencia de Materiales*", 5ta Edición.
17. VARIOS AUTORES; "*Normas de dibujo técnico ecuatoriano*", Escuela Politécnica Nacional
18. WOODROOF J. , (1979); "*Cococnuts: Production, processing and products*", AVI Publishing, Westport, 2da Edition.

Revistas:

1. Dr. CALDERON LABORATORIOS LTDA. (Sep. 2003); "*Los sustratos*", Bogotá, Colombia, Rev.: Sep. 8/2003.
2. FUENTES F., MONTES E., SAMANO C. (Oct. 1988); "*La fibra de la estopa de coco, usos actuales y posibilidades de utilización en aglomerados*", Amalat Boletín de difusión, Universidad de Guadalajara, México, Vol. 11, No. 4.
3. PIRE R., PEREIRA A., (2003); "*Propiedades físicas de los sustratos de uso común en la horticultura*", Bioagro, Venezuela, Vol. 15.
4. TAVEIRA, A. (2005); "*Fibra de coco: Una nueva alternativa para la formación de plantas*", Revista Brasileira de Reproducción de Plantas, Brasil, Mayo.
5. WAMBUA P., IVENS J. y VERPOEST I., (Jul. 2003); "*Natural fibers: can they replace glass in fiber reinforced plastics?*", En: Composites Science and Technology, Bélgica, Vol. 63, No. 9.

Normas y leyes:

1. Ley de Desarrollo Agrario; Registro Oficial 55 del 30 de abril de 1997
2. NORMA ASTM D 732

Catálogos:

1. CATÁLOGO DE BANDAS MARTIN (52*40085*2)
2. CATÁLOGO DE RODAMIENTOS FAG (WL 41 520/3 SB)
3. GRAIN TECH ENGINEERING; *"Consultoría Planeamiento Diseño Manufactura Instalación Servicio"*, Catálogo de productos y servicios, Nueva Zelanda, p. 10

Paquetes informáticos:

1. SOLIDWORK 2009, Programa computacional de dibujo en 3D.
2. SAP 2010, Programa computacional de análisis estructural

Portales de internet:

1. "<http://es.wikipedia.org/wiki/Trituraci%C3%B3n>"
2. [http/. www.sebastia.es/descargas-downloads/oficina-tecnica/productos](http://www.sebastia.es/descargas-downloads/oficina-tecnica/productos).
3. http://www.infoagro.com/frutas/frutas_tropicales/coco.htm

ANEXO 1

DESCRIPCIÓN DEL COCOTERO

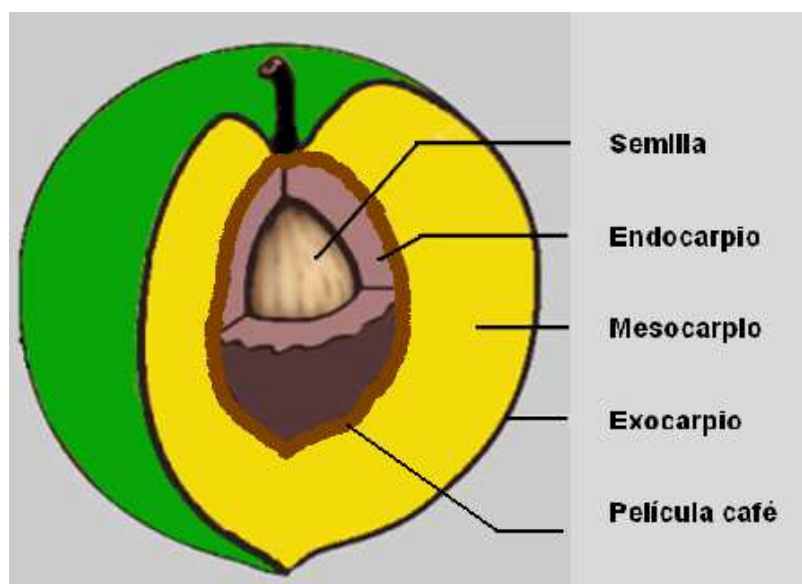
TABLA A-1. 1
SUPERFICIES DE CULTIVO SEGÚN REGIONES Y PROVINCIAS DURANTE
EL AÑO 2.009

	SUPERFICIE COSECHADA	PRODUCCIÓN	RENDIMIENTO
	(ha)	(T.M.)	(kg/ha)
TOTAL REPÚBLICA	6.096	54.600	8.957
SIERRA	100	568	5.680
CARCHI	-	-	-
IMBABURA	-	-	-
PICHINCHA	-	-	-
COTOPAXI	-	-	-
TUNGURAHUA	-	-	-
CHIMBORAZO	-	-	-
BOLIVAR	-	-	-
CAÑAR	-	-	-
AZUAY	-	-	-
LOJA	100	568	5.680
COSTA	5.954	53.771	9.031
ESMERALDAS	4.650	39.125	8.414
MANABI	1.217	13.617	11.189
LOS RIOS	-	-	-
GUAYAS	80	960	12.000
EL ORO	7	69	9.857
SANTA ELENA	-	-	-
LOS TSACHILAS	-	-	-
ORIENTE	42	261	6.214
SUCUMBIOS	-	-	-
ORELLANA	42	261	6.214
NAPO	-	-	-
PASTAZA	-	-	-
MORONA SANTIAGO	-	-	-
ZAMORA CHINCHIPE	-	-	-
GALAPAGOS	-	-	-

Fuente: INEC-MAGAP
Elaborado: MAGAP-SIGAGRO-SIA

Fig. A-1. 1

Partes del fruto del cocotero

**TABLA A-1. 2**CARACTERÍSTICAS DEL COCO CRIOLLO ESMERALDEÑO.²⁴

Peso:	Masa promedio (g.)	1.490
Tamaño:	Diámetro (mm)	135 ± 8,7
	Altura (mm)	137 ± 8,8
Composición:	Endocarpio (%)	29,2
	Película café (%)	13,0
	Endosperma sin cutícula (%)	27,5
	Endosperma líquido (%)	27,1
	Pulpa (%)	3,2

NOTA: - Todos estos valores son resultado de cocos sin mesocarpio y exocarpio.

- El espesor aproximado de la estopa de coco corresponde a 10 mm.

²⁴BANCO NACIONAL DE FOMENTO, (1979); "Estudio para el fomento del cocotero en Esmeraldas".

ANEXO 2

ENSAYO DE CIZALLADURA DE LA ESTOPA DE COCO

TEMA:

Ensayo de cizalladura de la estopa de coco seco para dos tipos de muestras.

OBJETIVOS:

- Determinar la fuerza específica de corte de la estopa de coco
- Determinar la energía de desgarramiento de la estopa de coco

MATERIALES:

- Fragmentos prismáticos de estopa de coco verde secados directamente a sol por un periodo de 45 días.
- Dimensiones promedio: Tipo A (50x22x6 mm) y Tipo B (50x33x6 mm)
- Contenido de humedad: 10%

EQUIPOS:

- Máquina de ensayos universal
Marca: TINIUS OLSEN
Modelo: H25 KS
- Cuchilla de acero de transmisión A-36
Ancho de corte: 50 mm
Espesor: 10 mm
Angulo de filo: 45°
- Base soporte tipo U
Altura: 70 mm
Abertura entre las paredes laterales 5 mm

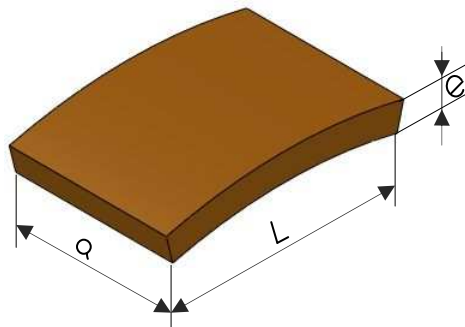
PROCEDIMIENTO:

- Calibrar la máquina para efectuar el ensayo de cizalladura con una velocidad de desplazamiento del tren porta-cuchillas de 10 mm/s.
- Posicionar las probetas de estopa de coco en el centro de la base soporte.
- Encender el equipo
- Tabular los datos de fuerza y velocidad de corte empleados para cada cizallamiento
- Realizar los mismos pasos anteriores para 15 probetas de cada tipo.

DESCRIPCIÓN:

La información acerca de la fuerza de específica de corte y la energía de desgarramiento de las estopas de coco con un contenido de humedad relativamente bajo es nula, por lo cual fue necesario la realización del presente estudio experimental.

El estudio se realizó sin contar con una base normalizada, pero la información obtenida es acorde para los procesos objetos de nuestro estudio, debido a que en los procesos reales de trituración y molienda de las estopas de coco existen efectos combinados de cizallamiento y flexión.



Los datos obtenidos en el ensayo se encuentran tabulados a continuación:

TABLA A-2. 1

PROBETA N° 2: Sección transversal menor

N°	a	L	e	A _t	V _c	F _c
	(mm.)	(mm.)	(mm.)	mm ²	mm/min	N
1	21.8	50	3.7	80.3	10	2173.3
2	22.3	50	8.3	184.9	10	1230.0
3	22.5	50	9.1	205.2	10	2780.0
4	22.6	50	5.6	126.6	10	2996.7
5	22.9	50	5.2	118.5	10	1826.0
6	23.5	50	6.8	158.7	10	2705.0
7	22.5	50	4.6	102.1	10	2541.7
8	22.1	50	7.3	162.3	10	2894.2
9	20.5	50	4.5	91.2	10	2143.3
10	22.0	50	9.0	198.1	10	2323.3
11	22.4	50	5.4	121.0	10	2843.3
12	21.6	50	6.3	136.0	10	2515.0
13	22.7	50	5.2	116.9	10	2483.0
14	23.3	50	4.9	113.2	10	3053.0
15	23.5	50	5.4	126.9	10	3060.0
16	21.5	50	5.4	116.5	10	2587.5
Promedio	22.3	50.0	6.0	134.9	10.0	2509.7

PROBETA Nº 2: Sección transversal mayor

Nº	a	L	e	A_t	V_c	F_c
	(mm.)	(mm.)	(mm.)	mm ²	mm/min	N
1	37.1	50	6.3	233.9	10	3366.7
2	32.5	50	6.3	204.8	10	2339.2
3	32.5	50	7.9	255.2	10	3232.5
4	32.9	50	5.8	190.4	10	2865.0
5	32.5	50	5.4	176.3	10	3247.5
6	32.8	50	4.9	162.0	10	3099.2
7	31.7	50	5.0	157.9	10	3692.5
8	34.4	50	7.1	244.5	10	4300.0
9	35.0	50	6.0	210.4	10	5888.8
10	31.0	50	7.8	240.5	10	3228.0
11	31.2	50	6.4	198.1	10	2717.0
12	33.9	50	5.4	183.4	10	4207.0
13	34.8	50	6.8	236.4	10	3730.0
14	35.8	50	5.2	184.3	10	5332.0
15	36.0	50	4.4	159.5	10	4185.0

ANEXO 3

SUSTRATOS DE COCO

CULTIVO HIDROPÓNICO

La palabra hidroponía significa “Trabajo en el agua”, la cual se deriva del griego (hydro = agua y ponos = trabajo). Este concepto fue " reinventado " en la Universidad de Berkeley, en California en 1930, por el Dr. W. E. Gericke citando a la Hidroponía como el “arte de cultivar plantas en el agua”, el cual corresponde a una primera explicación genérica de los cultivos sin tierra.

El correcto crecimiento de una planta depende de muchos factores, pero el más importante es el desarrollo de su raíz, para lo cual es indispensable la alimentación y oxigenación de la misma; sea cual fuera el medio en el que se encuentren; tierra, sustratos, aire o agua, las plantas absorben su alimento bajo forma de iones disueltos en presencia de oxígeno. Por lo tanto el concepto general y actual de la hidroponía consiste en un sistema de cultivo fuera de la tierra, que estimula el crecimiento de la planta controlando la calidad del agua, los minerales y sobre todo el oxígeno disuelto en las soluciones nutritivas.

Los cultivos sin tierra pueden clasificarse en dos categorías; cultivos sin sustrato y cultivos con sustrato.

CULTIVO SIN SUSTRATO

El cultivo sin sustrato es la técnica que no emplea un medio físico vegetal o rocoso para el desarrollo de la planta; es más conocido como el “cultivo en agua” ya que la planta se encuentra suspendida sobre el agua y todas las fases de su crecimiento se dan en ese medio; no es muy recomendable debido a que la oxigenación de la planta es muy limitada. De este tipo de cultivo se derivan algunas técnicas como son el cultivo en batea profunda, técnica de la película nutritiva, aeroponía y técnica de las mareas.

CULTIVO CON SUSTRATO

El cultivo con sustrato es la técnica en la cual se emplea un medio físico diferente de la tierra para el desarrollo de la planta. Entre los métodos que utilizan estos sustratos, podemos destacar los sistemas de bateas, de bolsas y de tubos verticales

Los sustratos²⁵

Son materiales de naturaleza orgánica e inorgánica que, colocados en un contenedor, en forma pura o en mezcla, cumplen una doble función: la primera, anclar y aferrar las raíces protegiéndolas de la luz y permitiéndoles la respiración y la segunda, contener el agua y los nutrientes que las plantas necesitan.

La granulación (dimensión de las pequeñas partículas de las que está compuesto el sustrato) debe ser tal que permita efectuar la circulación de la solución nutritiva y del aire. Un sustrato excesivamente fino se vuelve compacto, en especial cuando está húmedo, e impide el paso del aire. En general la experiencia señala como mejores aquellos sustratos que permiten la presencia del 15 al 35 % de aire y del 20 al 60 % de agua en relación con el volumen total.

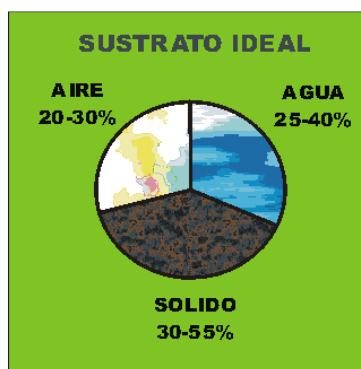


Fig. A-3.1 Volúmenes relativos de material sólido, líquido y gaseoso en un buen sustrato.

²⁵Dr. CALDERON LABORATORIOS LTDA. (Sep. 2003); “*Los sustratos*”, Bogotá, Colombia, Rev.: Sep. 8/2003, p. 5

Un sustrato hidropónico debe reunir un conjunto de características que lo hagan apto para el cultivo. No siempre un sustrato reúne todas las características deseables; por ello a veces se recurre a mezclar diversos materiales, buscando que unos aporten lo que les falta a otros.

Cuando se plantea un Cultivo Hidropónico se debe tener en cuenta una serie de aspectos que se denomina el decálogo del sustrato y el cual se detalla a continuación:

TABLA A-3.1
DECÁLOGO DEL SUSTRATO

DECÁLOGO DEL SUSTRATO
1. Debe retener humedad
2. Debe permitir buena aireación
3. Debe tener buena estabilidad física
4. Debe ser inerte químicamente
5. Debe ser inerte biológicamente
6. Debe tener buen drenaje
7. Debe tener capilaridad
8. Debe ser liviano
9. Debe ser de bajo costo
10. Debe estar disponible

Los principales sustratos de naturaleza orgánica son: la cascarilla de arroz, aserrín o viruta desmenuzada de madera y el sustrato de coco; mientras que los sustratos de naturaleza inorgánica más empleados son: la escoria de carbón quemado, arenas de río, grava fina, cuarzo, maicillo, escoria volcánica, piedra pómez, perlita, lana de roca y vermiculita.

TABLA A-3.2
RESUMEN SOBRE LAS PRINCIPALES PROPIEDADES FISICAS DE LOS
SUSTRATOS

Sustrato	Tamaño de grano	Densidad aparente	Porosidad Total	Capacidad de Aire	Capilaridad	Escala de Costo
	(mm)	(kg/m ³)	(% vol.)	(% vol.)		(US\$/m ³)
Arena de Río	0.5 - 2.0	1.4 - 1.60	38-42	5-20	Buena	-
Arena de Peña	0.2 - 0.5	1.5 - 2.0	25-35	1-15	Buena	-
Grava	5 - 15	1.6 - 2.0	40	36	Mala	-
Piedra Pómez	5 - 10	0.6 - 0.8	75	40-55	Buena	-
Ladrillo	10	0.8 - 1.0	60	20-25	Buena	-
Arcilla Expandida	4 - 10	0.32-0.70	72-88	47-63	Regular	-
Perlita	0.1 - 5	0.05 - 0.14	85-95	18 - 60	Buena	-
Escoria de Carbón	10	0.8	60-80	40-60	Buena	12.00
Carbón Coke	10 - 25	0.6	60-80	50-60	Mala	-
Carbón de Leña	5 - 10	0.5	65-80	50-60	Mala	-
Turba	1-2	0.08	90-95	15-40	Buena	-
Aserrín	4 - 6	0.3	75-90	10-20	Mala	-
Cortezas de Pino	1-5	0.27	81	38	Mala	-
Cascarilla de Arroz Cruda	3 - 6	0.12	85-95	40-60	Mala	4.00
Cascarilla de Arroz Quemada	1-4	0.17	80-90	35-55	Regular	7.00
Cascarilla de Café	5 - 8	0.15	70-80	40-50	Mala	-
Cáscara de Coco	0.2-3	0.08-0.12	82-92	30-50	Buena	87.00
Picón o Pomina	1-8	0.9	65	52	Mala	-
Lana de Roca	Bloques	0.07-0.1	92-95	30	Buena	-
Espuma Fenólica	Bloques	0.015	95-97	0-6	Buena	26.00

Fuente:Dr. CALDERÓN LABORATORIOS LTDA.

Elaborado por:Felipe Calderón Sáenz y Francisco Cevallos

SUSTRATO DE COCO



Fig. A-3.2 Sustrato de estopa de coco.

La elaboración de los sustratos de estopa de coco, se generaron a partir de investigaciones e inversiones para el desarrollo de una política de producción agrícola e industrial en Holanda, cuyo objetivo era impulsar el máximo aprovechamiento de esta fruta.

Los precios de estos productos son elevados para los países que lo importan, por lo tanto para abaratar los costos de transporte de exportación es necesario secarlos y prensarlos, hasta convertirlos en briquetas con un rendimiento de absorción de agua y minerales líquidos desde 9 hasta 350 litros; también se distribuyen en sacos de producto a granel, convenientemente para el consumo local de los países productores.

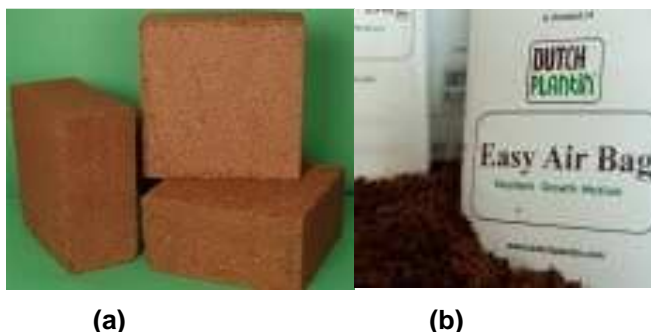


Fig. A-3.3(a) Briquetas de sustrato mixto, **(b)** Sacos de sustrato granulado.

Los sustratos de coco pueden ser almacenados durante largos períodos en condiciones de baja humedad, sin riesgo para el ser humano ni para un animal doméstico. Por ser un producto inerte, estable y con bajos porcentajes de humedad, estos compuestos no deben deteriorarse con el tiempo, siempre y cuando se mantenga en condiciones adecuadas de almacenamiento, en su empaque original cerrado y bajo condiciones ambientales no extremas.

CARACTERÍSTICAS Y PROPIEDADES²⁶

Los sustratos de estopa de coco son una de las mejores alternativas, debido a su estructura porosa que permite la fácil penetración de las raíces de la planta y un desarrollo saludable de la misma. Es de textura consistente y uniforme. Se caracterizan por su homogeneidad, su especial estructura compuesta por millones de micro esponjas capilares, que permiten absorber agua hasta ocho veces el peso del material.

A ello se agrega la ventaja de ser un producto 100 % ecológico. Por lo tanto es amigable con el ambiente y se convierte en un recurso renovable consistente en calidad.

A continuación se describen las características generales de estos compuestos:

- Tienen una alta capacidad de absorción de agua, en el caso de los sustratos granulados hasta ocho veces la de su peso.
- Poseen un pH ideal en un rango de 5 a 6,8.
- Sus capacidades de drenaje son excelentes
- Facilitan un muy buen intercambio de cationes.
- Poseen propiedades antifúngicas que ayudan a las plantas a evitar ciertas enfermedades.
- Son muy fácil de rehidratar cuando están secos.
- Sus procesos de biodegradación son muy lentos con una vida útil de tres a cuatro años.

²⁶MORA L., (1999); *"Sustratos para el cultivo sin suelo o hidroponía"*, XI Congreso Nacional Agronómico, Indagro, Costa Rica, p. 95-96

TABLA A-3.3
PROPIEDADES FÍSICAS Y QUÍMICAS DE LOS PRINCIPALES TIPOS DE
SUSTRATOS DE COCO.²⁷

Propiedades		
Tamaño	S. Granulado	0,5 - 3 mm
	S. Fibroso	> 3 mm
	S. Fragmentado	25x25x15 mm
Porosidad de aireación	S. Granulado	8 - 10 %
	S. Fibroso	15 - 25 %
	S. Fragmentado	30 - 40 %
Retención de humedad	S. Granulado	70 - 80 %
	S. Fibroso	50 - 65 %
	S. Fragmentado	40 - 50 %
Conductividad eléctrica		0,06 – 2,9 mili siemens
pH		5,0 – 6,9

TIPOS DE SUSTRATOS DE COCO²⁸

La clasificación de los sustratos de fibra de coco se basa según su contenido de polvo y fibra, así como por fragmentos de estopa de grandes dimensiones. Los cuatro principales tipos de sustratos se describen a continuación:

Sustrato granulado

Es un sustrato de textura fina, utilizado principalmente para la formación de plántulas en bandejas y vasos; se encuentra compuesta principalmente por

²⁷PIRE R., PEREIRA A., (2003); "*Propiedades físicas de los sustratos de uso común en la horticultura*", Bioagro, Venezuela, Vol. 15, p. 58-59

²⁸TAVEIRA, A. (2005); "*Fibra de coco: Una nueva alternativa para la formación de plantas*", Revista Brasileira de Reproducción de Plantas, Brasil, Mayo, p. 275 - 277

partículas de 0,5 a 2 mm. Está indicado el cultivo de algunas hortalizas, tales como: tomate, pimentón, berenjena, entre otras. También puede ser usado en la producción de plantas de cítricos, plántulas de café, especies forestales y tabaco, entre otras.



Fig. A-3.4 Sustrato granulado de estopa de coco.

Sustrato fibroso

Es un sustrato de textura gruesa, elaborado a partir del mesocarpio de coco, incorporando toda la porción fibrosa del mismo. Se destina a cultivos de plantas en recipientes de mayor tamaño (vasos, bolsas, jardineras), donde puede ser utilizado puro o en mezclas con otros sustratos. Se encuentra compuesto principalmente por fibras con longitudes superiores a los 3 mm. Es recomendado para plantas ornamentales epífitas, tales como bromelias, orquídeas y anturios.



Fig. A-3.5 Sustrato fibroso de estopa de coco.

Sustrato mixto

Es un sustrato de textura intermedia, combinando una porción granular y una fibrosa (50% de cada porción). Este producto está recomendado para el cultivo de plantas ornamentales en general, tales como gerberas, anturios, begonias y geranios.

Sustrato fragmentado

Es de textura extremadamente gruesa, compuesto de fragmentos menores de estopa, tienen formas prismáticas (25x25x15 mm aproximadamente). Se encuentra solamente indicado para la fase final del cultivo de plantas ornamentales epífitas, tales como bromelias, orquídeas y anturios. Este sustrato produce un máximo de enraizamiento con un mínimo de retención de agua.



Fig. A-3.6 Sustrato fragmentado de estopa de coco.

ANEXO 4

SISTEMAS MECÁNICOS

Fig. A-4.1

Curva de velocidades de corte para diferentes aplicaciones de la madera

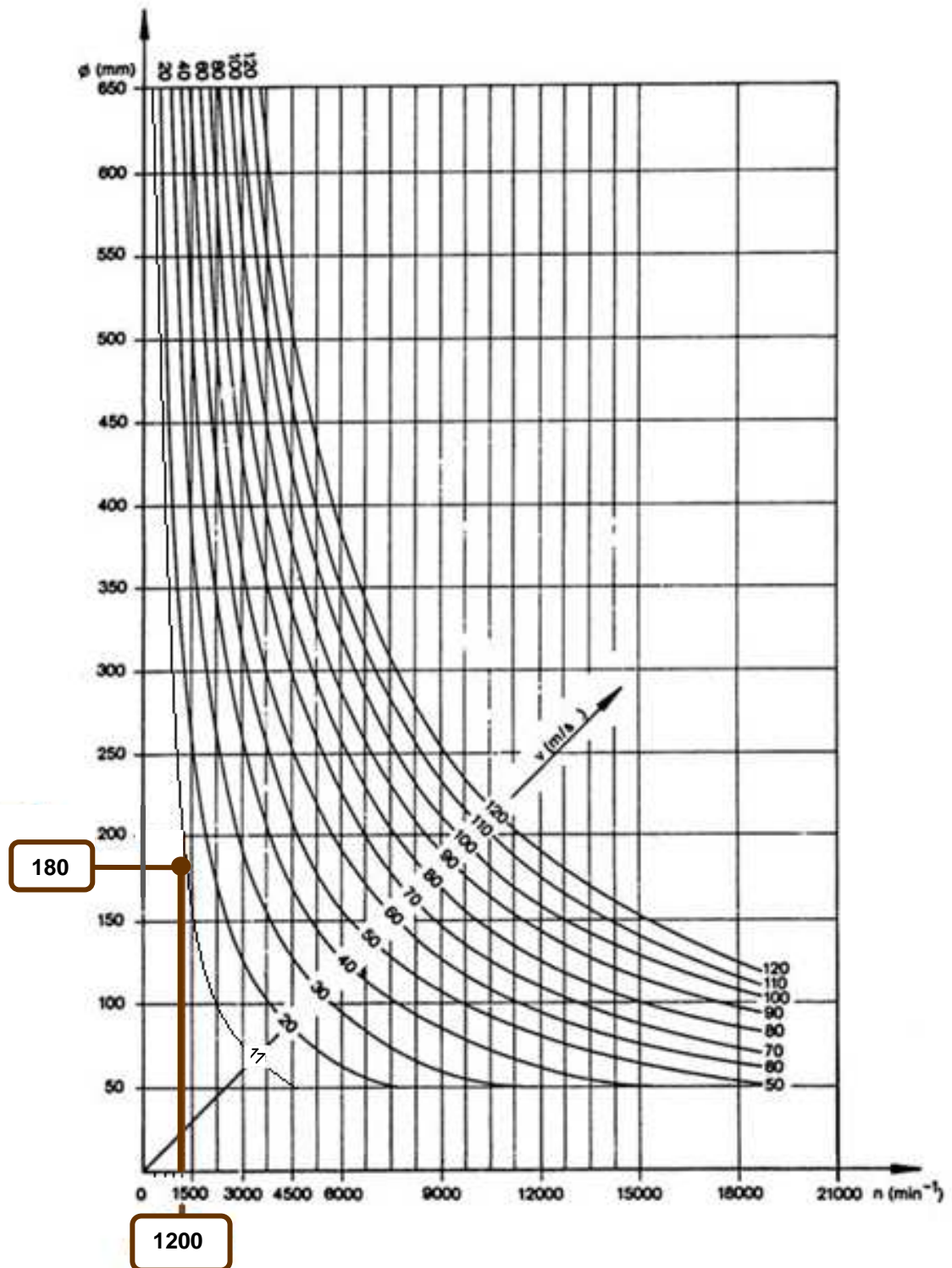


TABLA A-4. 1
PARÁMETROS EN EL FACTOR DE LA CONDICIÓN SUPERFICIAL DE MARIN

Acabado superficial	A		b
	kpsi	MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0,085
Laminado en frío	2,70	4.51	-0,265
Laminado en caliente	14.4	57,7	-0,718
De forja	39.9	272	-0,995

Fuente: SHIGLEY, J.E; “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 8va. Ed., p. 280

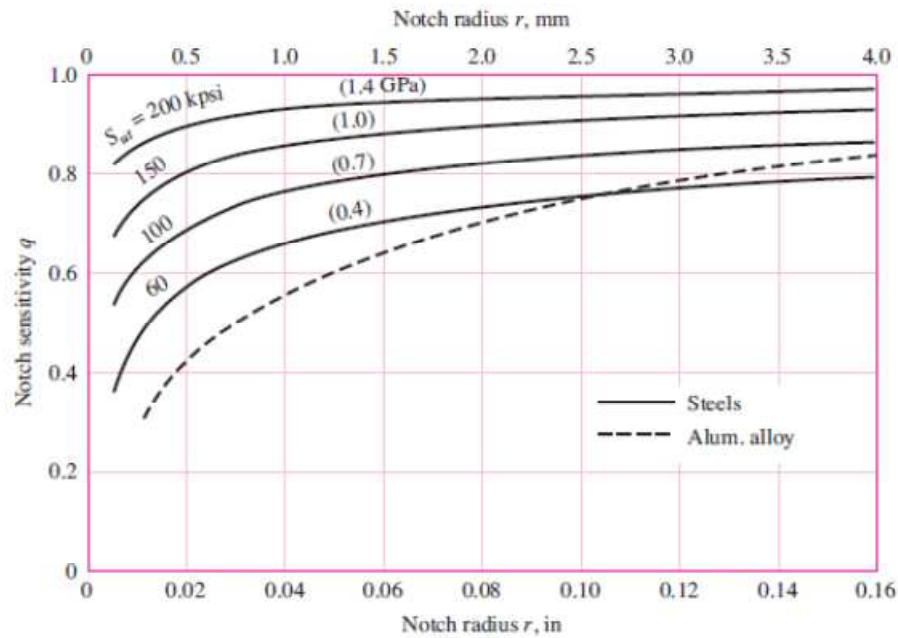
TABLA A-4. 2
FACTOR DE LA CONFIABILIDAD

Confiabilidad	Factor de confiabilidad k_e
%	
50	1.000
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.999 9	0.620
99.999 99	0.584
99.999 999	0.551
99.999 999 9	0.520

Fuente: SHIGLEY, J.E; “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 8va. Ed., p. 285

Fig. A-4. 2

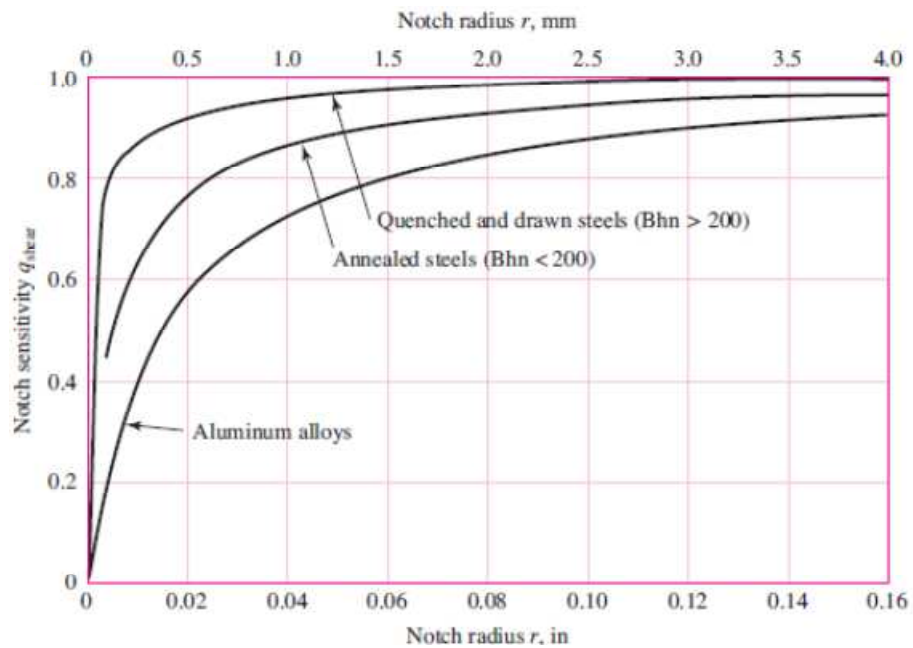
Sensibilidad a las ranuras para materiales sometidos a cargas flexionantes(q_f)



Fuente: SHIGLEY, J.E; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., p. 287

Fig. A-4. 3

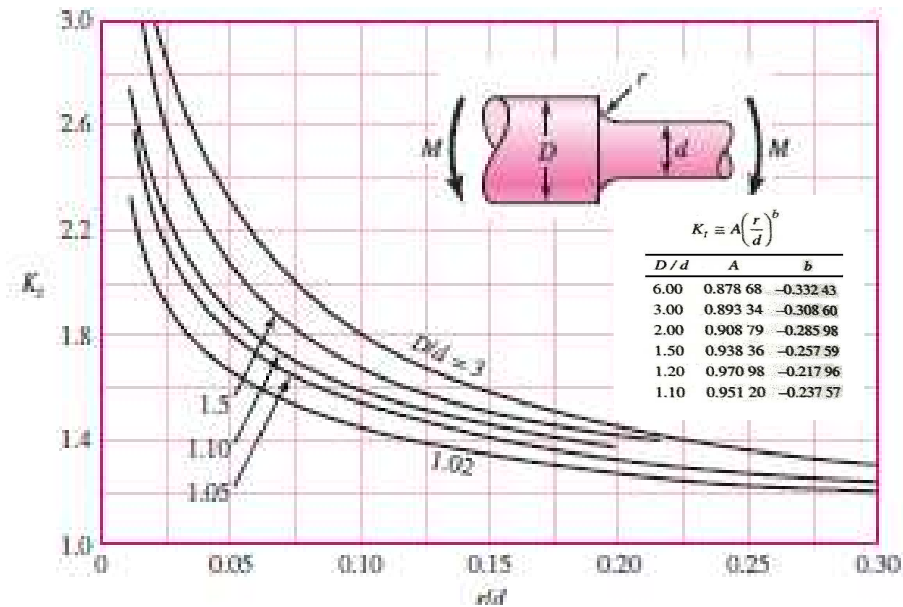
Sensibilidad a las ranuras para materiales en torsión (q_t)



Fuente: SHIGLEY, J.E; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., p. 288

TABLA A-4. 3

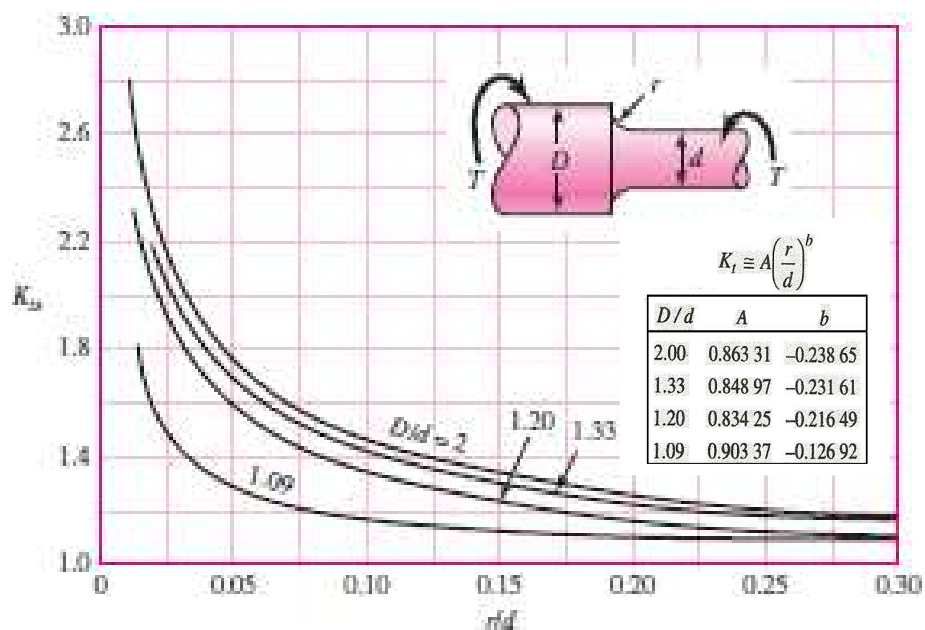
FACTORES TEORICOS DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS PARA UNA BARRA DE SECCION CIRCULAR EN FLEXION CON ESTRECHAMIENTO Y ENTALLE (k_{tf})



Fuente: SHIGLEY, J.E; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., p. 1008

TABLA A-4. 4

FACTORES TEORICOS DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS PARA UNA BARRA DE SECCION CIRCULAR EN TORSION CON ESTRECHAMIENTO Y ENTALLE (k_{tt})



Fuente: SHIGLEY, J.E; "Diseño en Ingeniería Mecánica", 8va. Ed., p. 1008

TABLA A-4. 5
FACTOR DE SERVICIO PARA DIVERSO TIPOS DE MÁQUINAS

TABLE 4—SERVICE FACTORS							
THE CORRECT SERVICE FACTOR IS DETERMINED BY:			INTERMITTENT SERVICE—SERVICE FACTOR 1.0 TO 1.5				
1. The extent and frequency of peak loads.			a Light Duty—Not more than 6 hours per day.				
2. The number of operating hours per year, broken down into average hours per day of continuous service.			b Never exceeding rated load.				
3. The proper service category, (intermittent, normal or continuous). Select the one that most closely approximates your application conditions.			NORMAL SERVICE—SERVICE FACTOR 1.1 TO 1.6				
			a Daily service 6 to 16 hours per day.				
			b Where occasional starting or peak load does not exceed 200% of the full load.				
			CONTINUOUS SERVICE—SERVICE FACTOR 1.2 TO 1.8				
			a Where starting or peak load is in excess of 200% of the full load or where starting or peak loads and overloads occur frequently.				
			b Continuous service 16 to 24 hours per day.				
TYPICAL SERVICE FACTORS							
DRIVEN MACHINE TYPES		DRIVER TYPES					
Driven Machine Types noted below are representative samples only. Select a category most closely approximating your application from those listed below. IF IDLERS ARE USED, ADD THE FOLLOWING TO THE SERVICE FACTOR. Idler on slack side (inside) None Idler on slack side (outside) 0.1 Idler on tight side (inside) 0.1 Idler on tight side (outside) 0.2		ELECTRIC MOTORS: AC Normal Torque Squirrel Cage and Synchronous AC Split Phase DC Shunt Wound Internal Combustion Engines			ELECTRIC MOTORS: AC Hi-Torque AC Hi-Slip AC Repulsion-Induction AC Single Phase Series Wound AC Slip Ring DC Compound Wound		
		INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE	INTERMITTENT SERVICE	NORMAL SERVICE	CONTINUOUS SERVICE
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps and compressors Fans up to 10 HP Light Duty Conveyors		1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, etc. Dough Mixers Fans Over 10 HP Generators Line Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens		1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery		1.2	1.3		1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Holsts Rubber Calenders-Extruders-Mills		1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chokable Equipment		2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

FOR A GOOD COMMERCIAL DRIVE SELECTION, USE CONTINUOUS SERVICE FACTOR

Fuente: CATÁLOGO DE BANDAS MARTIN (52*40085*2); p. D-43

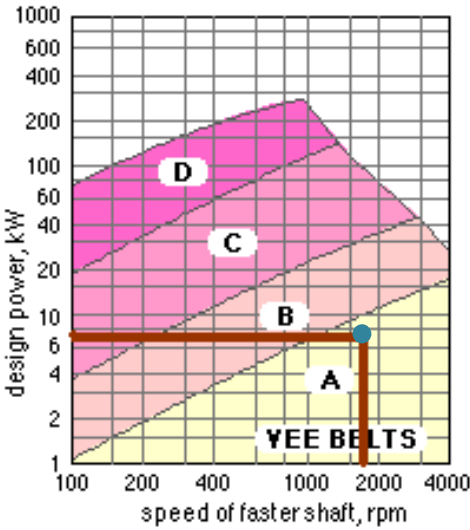
TABLA A-4. 6
DIÁMETRO MÍNIMO RECOMENDADO PARA POLEAS

MOTOR HORSE- POWER	MOTOR RPM					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

*NOTE: Data above the line are from National Electrical Manufacturers Association Standard MG1-3.16 and MG1-3.16A. Data below the line are a composite of Electrical Motor Manufacturers data. They are generally conservative, and specific motors and bearings may permit the use of a smaller motor sheave. Consult the motor manufacturer.


Fuente:CATÁLOGO DE BANDAS MARTIN (52*40085*2); p. D-44

Fig. A-4.4
CURVAS PARA LA SELECCIÓN DE BANDAS



Fuente:CATÁLOGO DE BANDAS MARTIN (52*40085*2); p. D-44

TABLA A-4. 7
ESPECIFICACIONES DE BANDAS TIPO A

A Stock Drive Selection																			
Speed Ratio	Sheave Combination		DriveN Speeds and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc-Length Correction Factor							
			3500 RPM DriveR			1750 RPM DriveR			1160 RPM DriveR										
	DriveR P.D.	DriveN P.D.	DriveN RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	DriveN RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	DriveN RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	A/AX Belt Length Designation							
												26	31	35	38	42	46	51	
1.33	4.8	6.4	2625	8.04	9.17	1312	5.22	5.65	870	3.79	4.06	—	7.3	9.3	10.8	12.8	14.8	17.3	
1.35	3.4	4.6	2587	4.21	5.12	1293	2.77	3.17	857	2.05	2.31	7.3	9.8	11.9	13.4	15.4	17.4	19.9	
1.35	4.0	5.4	2593	5.96	6.94	1296	3.85	4.26	859	2.81	3.07	6.2	8.7	10.7	12.2	14.3	16.3	18.8	
1.35	4.6	6.2	2597	7.55	8.65	1298	4.89	5.31	861	3.55	3.82	—	7.6	9.6	11.1	13.1	15.1	17.6	
1.35	5.2	7.0	2600	9.00	10.23	1300	5.90	6.34	862	4.28	4.55	—	—	8.5	10.0	12.0	14.0	16.5	
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.73	0.78	0.81	0.84	0.86	0.89	0.92	

Fuente:CATÁLOGO DE BANDAS MARTIN (52*40085*2); p. D-92

Speed Ratio	Sheave Combination		DriveN Speeds and HP Per Belt									Nominal Center Distance And Arc-Length Correction Factor						
			3500 RPM DriveR			1750 RPM DriveR			1160 RPM DriveR									
	DriveR P.D.	DriveN P.D.	DriveN RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	DriveN RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	DriveN RPM	HP Per Belt A	HP Per Belt AX	A/AX Belt Length Designation						
												26	31	35	38	42	46	51
1.50	4.0	6.0	2333	6.04	7.02	1167	3.89	4.30	773	2.84	3.10	—	8.2	10.2	11.8	13.8	15.8	18.3
1.50	4.4	6.6	2333	7.12	8.17	1167	4.59	5.00	773	3.34	3.60	—	7.4	9.4	11.0	13.0	15.0	17.5
1.50	6.0	9.0	2333	10.74	12.20	1167	7.23	7.71	773	5.26	5.53	—	—	—	—	9.8	11.8	14.3
1.51	7.0	10.6	2311	12.35	14.21	1156	8.77	9.30	766	6.41	6.70	—	—	—	—	—	—	12.2
1.52	4.2	6.4	2297	6.60	7.61	1148	4.24	4.65	761	3.09	3.35	—	7.7	9.8	11.3	13.3	15.3	17.8
ARC-LENGTH CORRECTION FACTOR												0.0	0.77	0.80	0.83	0.85	0.88	0.91

Fuente:CATÁLOGO DE BANDAS MARTIN (52*40085*2); p. D-94

TABLA A-4. 8
POTENCIA ADICIONAL PARA BANDAS tipo A

<i>Martin</i>									Basic Belt HP Ratings A	
"Add-On" HP for Speed Ratio									RPM of Faster Shaft	
1.02- 1.04	1.05- 1.08	1.09- 1.12	1.13- 1.18	1.19- 1.24	1.25- 1.34	1.35- 1.51	1.52- 1.99	2.00 & up		
0.03	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.24	0.27	0.30	1160	
0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.32	0.37	0.41	0.46	1750	
0.09	0.20	0.33	0.43	0.55	0.63	0.73	0.83	0.92	3500	
0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	50	
0.00	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.02	0.02	0.03	100	
0.01	0.03	0.05	0.06	0.08	0.09	0.10	0.12	0.13	500	
0.01	0.03	0.06	0.07	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	600	
0.02	0.04	0.07	0.09	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	700	
0.02	0.05	0.07	0.10	0.13	0.15	0.17	0.19	0.21	800	
0.02	0.05	0.08	0.11	0.14	0.16	0.19	0.21	0.24	900	
0.02	0.06	0.09	0.12	0.16	0.18	0.21	0.24	0.26	1000	
0.03	0.06	0.10	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29	1100	
0.03	0.07	0.11	0.15	0.19	0.22	0.25	0.28	0.31	1200	
0.03	0.07	0.12	0.16	0.20	0.24	0.27	0.31	0.34	1300	
0.03	0.08	0.13	0.17	0.22	0.25	0.29	0.33	0.37	1400	
0.04	0.09	0.14	0.18	0.23	0.27	0.31	0.35	0.39	1500	
0.04	0.09	0.15	0.20	0.25	0.29	0.34	0.38	0.42	1600	
0.04	0.10	0.16	0.21	0.27	0.31	0.36	0.40	0.44	1700	
0.04	0.10	0.17	0.22	0.28	0.33	0.38	0.43	0.47	1800	
0.05	0.11	0.18	0.23	0.30	0.34	0.40	0.45	0.50	1900	

Fuente:CATÁLOGO DE BANDAS MARTIN (52*40085*2); p. D-163

TABLA A-4. 9
PARÁMETROS DE LENGÜETAS PARALELAS

Diámetro del eje		LENGÜETA		CHAVETERO	
mínimo	máximo	a	b	e	f
mm					
30	38	8	10	4,5	3,7
38	44	8	12	4,5	3,7
44	50	9	14	5	4,2
50	58	10	16	5	5,2
58	68	11	18	6	5,3

Fuente:LARBURU N.; "Prontuario de Máquinas", 1994

TABLA A-4. 10
FACTOR DE ESFUERZOS DINAMICOS DE RODAMIENTOS DE BOLAS

▼ Valores f_L para rodamientos de bolas

$$f_L = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500 f_L}}$$

L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L	L_h	f_L
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

Fuente:CATÁLOGO FAG (WL 41 520/3 SB); p. 34

TABLA A-4. 11
FACTOR DE VELOCIDAD DE RODAMIENTOS DE BOLAS

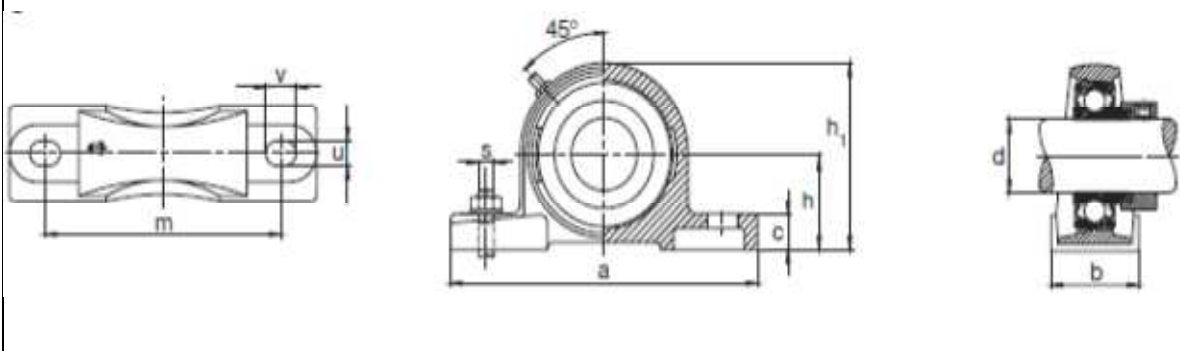
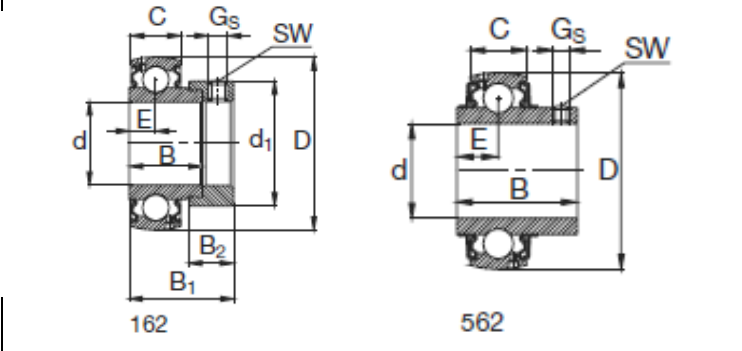
▼ Valores f_n para rodamientos de bolas

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33 \frac{\%}{n}}{f_n}}$$

n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n	n	f_n
min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹		min ⁻¹	
10	1,49	55	0,846	340	0,461	1800	0,265	9500	0,152
11	1,45	60	0,822	360	0,452	1900	0,26	10000	0,149
12	1,41	65	0,8	380	0,444	2000	0,255	11000	0,145
13	1,37	70	0,781	400	0,437	2200	0,247	12000	0,141
14	1,34	75	0,763	420	0,43	2400	0,24	13000	0,137
15	1,3	80	0,747	440	0,423	2600	0,234	14000	0,134
16	1,28	85	0,732	460	0,417	2800	0,228	15000	0,131
17	1,25	90	0,718	480	0,411	3000	0,223	16000	0,128
18	1,23	95	0,705	500	0,405	3200	0,218	17000	0,125
19	1,21	100	0,693	550	0,393	3400	0,214	18000	0,123
20	1,19	110	0,672	600	0,382	3600	0,21	19000	0,121
22	1,15	120	0,652	650	0,372	3800	0,206	20000	0,119
24	1,12	130	0,635	700	0,362	4000	0,203	22000	0,115
26	1,09	140	0,62	750	0,354	4200	0,199	24000	0,112
28	1,06	150	0,606	800	0,347	4400	0,196	26000	0,109
30	1,04	160	0,593	850	0,34	4600	0,194	28000	0,106
32	1,01	170	0,581	900	0,333	4800	0,191	30000	0,104
34	0,993	180	0,57	950	0,327	5000	0,188	32000	0,101
36	0,975	190	0,56	1000	0,322	5500	0,182	34000	0,0993
38	0,957	200	0,55	1100	0,312	6000	0,177	36000	0,0975
40	0,941	220	0,533	1200	0,303	6500	0,172	38000	0,0957
42	0,926	240	0,518	1300	0,295	7000	0,168	40000	0,0941
44	0,912	260	0,504	1400	0,288	7500	0,164	42000	0,0926
46	0,898	280	0,492	1500	0,281	8000	0,161	44000	0,0912
48	0,886	300	0,481	1600	0,275	8500	0,158	46000	0,0898
50	0,874	320	0,471	1700	0,27	9000	0,155	50000	0,0874

Fuente:CATÁLOGO FAG (WL 41 520/3 SB); p. 34

TABLA A-4. 12
RODAMIENTOS DE BOLAS tipo S

Rodamientos FAG tipo S para ejes métricos y en pulgadas Series 162, 362, 562, 762B.2RSR																									
																									
EJE		Dimensiones (Soporte)								Denominación abreviada			Dimensiones (Rodamiento)										C. Carga		
d		a	c	h	h1	m	u	v	s	S - R	Soporte	Rodamiento	D	C	B	B1	d1 máx	B2	E	Gs	SW	C	Co		
in	mm	mm								mm	in	FAG	FAG	FAG	mm										kN
1 1/4	31,75	165	17	42,9	83	121	14	19	M12	1/2	P16206.104	P206	16206.104	62	16	23,8	35,7	44,5	15,9	9	M8x1	4	19,3	11,2	
	31,75	165	17	42,9	83	121	14	19	M12	1/2	P36206.104	P206	36206.104	62	19	36,5	48,4	44,5	15,9	18,3	M8x1	4	19,3	11,2	
	31,75	165	17	42,9	83	121	14	19	M12	1/2	P56206.104	P206	56206.104	62	19	38,1			15,9	M8x1	3	19,3	11,2		
	31,75	167	18	47,6	93	126	14	19	M12	1/2	P16207.104	P207	16207.104	72	17	25,4	38,9	55,6	17,5	9,5	M8x1	4	25,5	15,3	
	31,75	167	18	47,6	93	126	14	19	M12	1/2	P36207.104	P207	36207.104	72	20	37,6	51,1	55,6	17,5	18,8	M8x1	4	25,5	15,3	
	31,75	167	18	47,6	93	126	14	19	M12	1/2	P56207.104	P207	56207.104	72	20	42,9			17,5	M8x1	4	25,5	15,3		







Fuente: CATÁLOGO DE RODAMIENTOS FAG (WL 41 520/3 SB); p. 520

TABLA A-4. 13
DIMENSIONES PRINCIPALES DE LAS ROSCAS GRUESAS PARA TORNILLOS
METRICOS ESTANDAR ISO

Roscas bastas			
Diámetro mayor d (mm)	Paso p mm	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tensión A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03
3.5	0.60	2.76	6.78
4.0	0.70	3.14	8.78
5.0	0.80	4.02	14.18
6.0	1.00	4.77	20.12
7.0	1.00	5.77	28.86
8.0	1.25	6.47	36.61
10.0	1.50	8.16	57.99
12.0	1.75	9.85	84.27
14.0	2.00	11.55	115.44
16.0	2.00	13.55	156.67
18.0	2.50	14.93	192.47
20.0	2.50	16.93	244.79

Fuente:NORTON R.; “Diseño de elementos de máquinas”, p.896

TABLA A-4. 14
ESPECIFICACIONES Y RESISTENCIAS MÉTRICAS PARA PERNOS DE
ACERO

Property Class	Size Range, Inclusive	Minimum Proof Strength, [†] MPa	Minimum Tensile Strength, [†] MPa	Minimum Yield Strength, [†] MPa	Material	Head Marking
4.6	M5-M36	225	400	240	Low or medium carbon	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Low or medium carbon	
5.8	M5-M24	380	520	420	Low or medium carbon	
8.8	M16-M36	600	830	660	Medium carbon, Q&T	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Medium carbon, Q&T	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Low-carbon martensite, Q&T	

Fuente:SHIGLEY, J.E; “Diseño en Ingeniería Mecánica”, 8va. Ed., p. 420

ANEXO 5

ANÁLISIS DE LA ESTRUCTURA

Fig. A-5.1

Factores de seguridad de los elementos

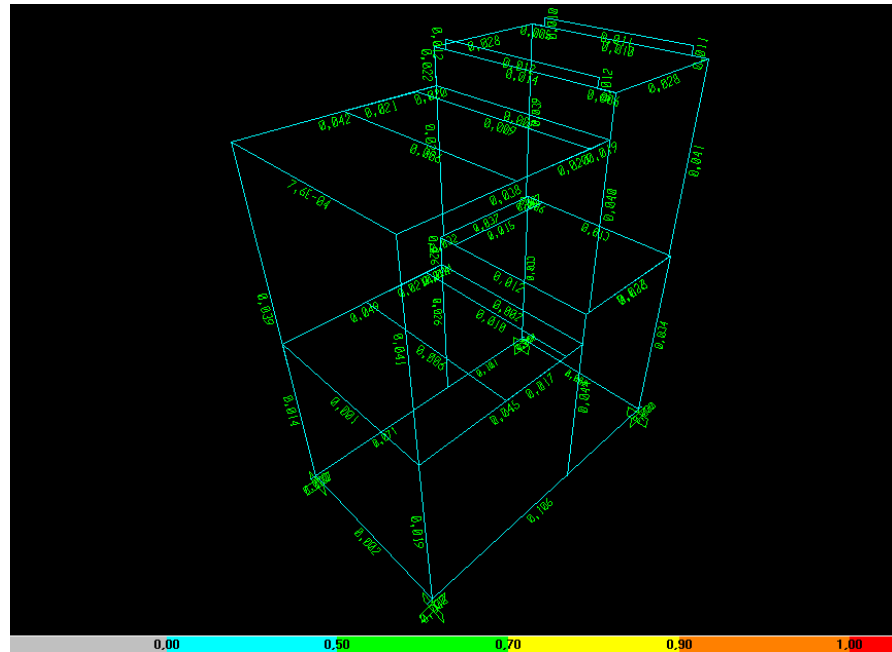
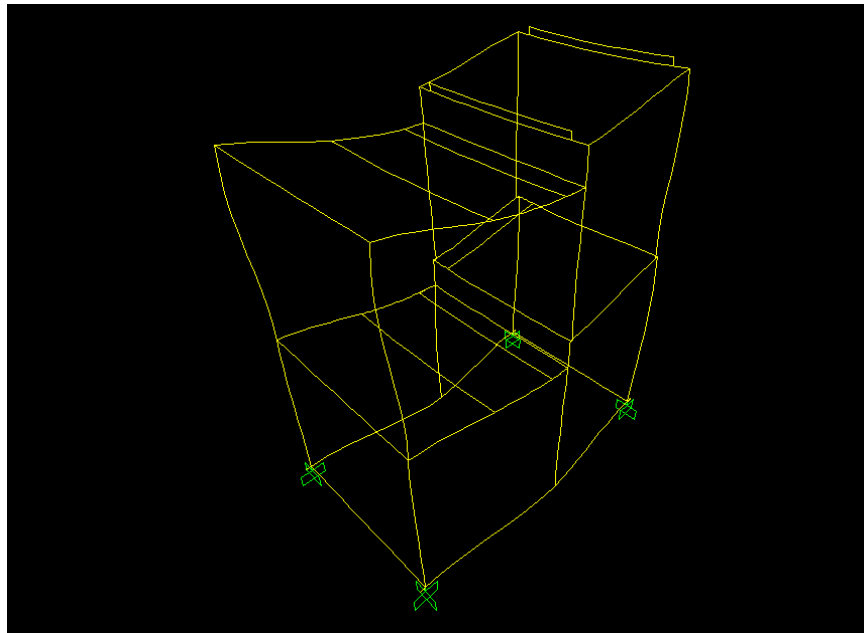


Fig. A-5.2

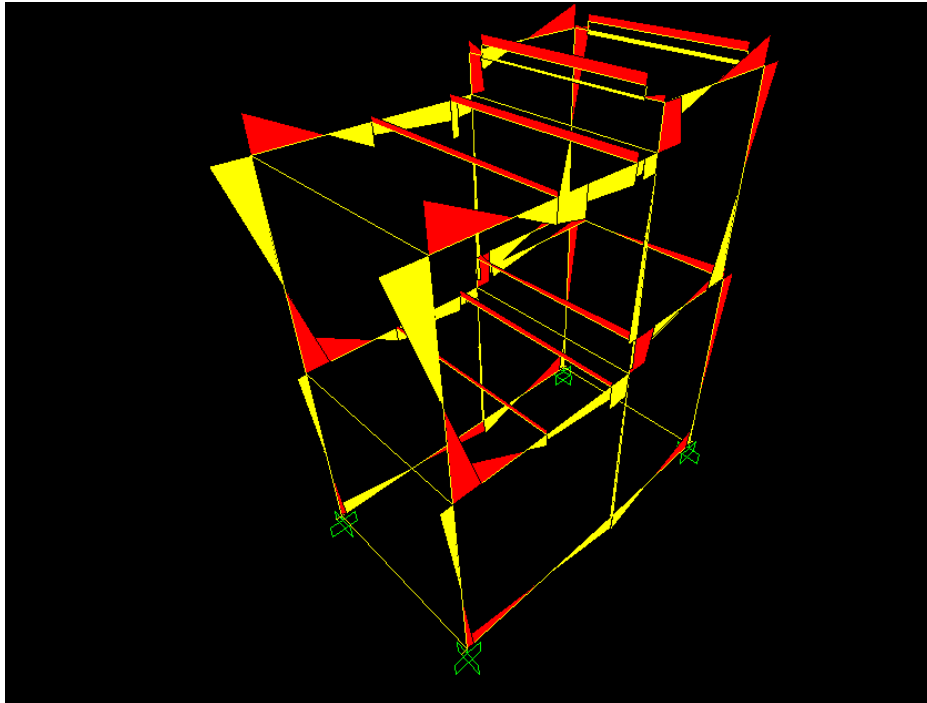
Deformación de la estructura



Factor de sobrecarga: 1000 a 1

Fig. A-5.3

Diagrama de los momentos flectores de la estructura



ANEXO 6

COTIZACIONES Y SELECCIÓN DE EQUIPOS COMPLEMENTARIOS



INME INGENIERIA MECANICA
IMPORTACION-CONSTRUCCION-DISTRIBUCION
 RUC: 1791812425001
 PLANTA INDUSTRIAL Y ALMACEN
 C/IO ZABALETA OE1-343 Y MALDONADO GUAJALO

ACEROS-BRONCES CADENAS
 ACOPLER PIÑONES
 BALANZAS POLEAS
 CHUMACERAS LOCTITE
 RODAMIENTOS BANDAS
 HERRAMIENTAS GRAPAS
 LUBRICANTES GRASAS

Proforma No. 100810
 QUITO, 8 DE Julio DEL 2011

CLIENTE: ATT: Sr. Darwin Cajas
 DETALLES: ENTREGA INMEDIATA

CANTIDAD	DETALLE	V.UNITARIO	V.TOTAL
1	Polea 4" tipo A 2 canales	22,00	22,00
1	Polea 5,4 " A 2 canales	30,00	30,00
1	Polea 6 " A 2 canales	35,00	35,00
1	Banda en V A-42	4,00	4,00
1	Chumacera de pie (FAG P56207.104)	40,00	40,00
	ENTREGA INMEDIATA		-
	Valores incluyen descuentos.		-
			-
	TOTAL		131,00
	SUBTOTAL		131,00
	IVA +12%		15,72
	TOTAL		146,72

ULIANOFF RODRIGUEZ
GERENTE

TELEFAX :(593- 2-2) 264-992 676-613
 TELEFONO: (593-2-2) 677-367
 CELULAR: (593-9) 330 5443 330 5458

E-mail: inme@andinanet.net
 inmeur@uio.satnet.net
 WEB: www.angelfire.com/in/inme

ANEXO 7

PLANOS